

UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI NAPOLI FEDERICO II



FACOLTÀ DI INGEGNERIA
DIPARTIMENTO DI INGEGNERIA MECCANICA PER L'ENERGETICA

DOTTORATO IN INGEGNERIA DEI SISTEMI MECCANICI

TESI DI DOTTORATO

**TEMPERATURE PREDICTION OF HIGH PERFORMANCE
RACING TYRES
DEVELOPMENT AND VALIDATION OF A PHYSICAL THERMAL MODEL**

RELATORE

PROF. ING. MICHELE RUSSO

COORDINATORE

PROF. ING. RAFFAELE TUCCILLO

DOTTORANDO

ING. DANIELE GIORDANO

TUTOR AZIENDALE (FERRARI S.P.A. - GES)

DR.-ING. THOMAS MAULICK

XXII CICLO
ANNO 2009

Indice

Summary	iv
Prefazione	v
1 Lo pneumatico	1
1.1 Descrizione	1
1.2 Lo pneumatico <i>Tube Type</i> e lo pneumatico <i>Tubeless</i>	4
1.3 La struttura del copertone	5
1.3.1 La matrice.....	5
1.3.1.1 Composizione delle mescole	6
1.3.2 Il rinforzo	8
1.3.3 Pneumatici convenzionali e pneumatici radiali.....	9
1.4 La misura e la marcatura.....	14
1.5 Lo pneumatico da Formula 1	15
1.6 Cenni storici sugli pneumatici da Formula 1	17
2 Interazione pneumatico-suolo	21
2.1 L'interazione pneumatico-suolo	21
2.2 La cinematica della ruota.....	22
2.3 Cenni sull'area di contatto	26
2.4 Le forze d'interazione.....	31

2.5 Determinazioni sperimentali dell'interazione pneumatico-strada	32
2.6 Il Grip.....	41
2.6.1 Adesione.....	42
2.6.2 Isteresi	43
2.6.3 Usura	46
2.6.4 La dipendenza dalla temperatura e dalla frequenza di deformazione	46
2.7 Fenomeni legati alla temperatura.....	49
2.7.1 Degrado chimico	49
2.7.2 Graining.....	50
2.7.3 Blistering	50
2.7.4 Usura	51
2.8 Meccanismi di scambio termico e di generazione di calore del sistema pneumatico....	51
 3 Il Thermo Racing Tyre: un modello fisico per la previsione e l'analisi della	
distribuzione di temperatura negli pneumatici	54
3.1 L'approccio al modello termodinamico.....	54
3.1.1 Ipotesi di base.....	54
3.1.2 Fasi della modellazione.....	55
3.2 La discretizzazione dello pneumatico	56
3.3 Modellazione della generazione di calore	58
3.4 Modellazione degli scambi di calore	59
3.5 Modellazione della variazione dell'area di contatto	61
3.6 Le equazioni costitutive del modello	66
3.7 Il modello "monoblocco": la versione del T.R.T. per simulazioni <i>real time</i>	72
3.8 Il modello "locale": la versione del T.R.T con grandezze locali	73
3.9 Implementazioni delle equazioni in ambiente Matlab/Simulink	74
<i>Appendice al capitolo 3</i>	<i>81</i>
A3.1 Meccanismi di scambio termico per irraggiamento	81
A3.2 Calcolo approssimato del coefficiente di ripartizione del flusso termico.....	81
A3.3 Calcolo del coefficiente di scambio termico nella zona di contatto pneumatico-suolo	83
A3.4 Calcolo del coefficiente di scambio termico convettivo.....	83

4	Tecnica di Misura dei parametri termodinamici e relative prove sperimentali.....	89
4.1	Introduzione	89
4.2	Le prove di riscaldamento.....	90
4.3	Il modello termico per le prove laser	94
4.4	Identificazione delle conducibilità termiche mediante il T.R.T.	95
4.5	Determinazione del coefficiente di scambio pneumatico-asfalto	100
5	La Strain Energy Loss: l'energia dissipata per deformazione.....	101
5.1	La deformazione di uno pneumatico	101
5.2	Cicli di deformazione: comportamento degli elastomeri.....	102
5.3	Prove sperimentali: il banco prova e i risultati sperimentali	105
6	Validazione del modello termico	112
6.1	Introduzione	112
6.2	Confronto con i dati di telemetria	114
7	Analisi di sensibilità del modello	121
7.1	Introduzione alla <i>Pareto Anova</i>	121
7.2	La <i>Pareto-Anova</i> applicata al T.R.T.	122
7.3	Analisi degli scambi energetici.....	128
	Conclusioni.....	133
	Bibliografia.....	134

Summary

In the present document the main features of a new physical tyre thermal model are presented. The model, called *Thermo Racing Tyre* (TRT) was developed in collaboration with the “Car Performance Development” office of the Ferrari S.p.A. Racing Department (Gestione Sportiva).

The model is three-dimensional and takes into account all the heat flows and the generative terms occurring in the tyres. The cooling to the track and to the external air and the heat flows inside the rubber are modelled. Regarding the generative terms, in addition to the friction energy developed in the contact patch, the strain energy loss is evaluated.

Dedicated experimental tests were done in order to estimate the thermodynamic parameters of the rubber and their dependency on the temperature.

The model is able to run in Real Time. This feature is important for applications as the driving simulators.

According to the desired accuracy, the model is able to use the contact patch global forces or the local ones.

Prefazione

Il presente lavoro nasce nell'ambito di una collaborazione tra il Dipartimento di Ingegneria Meccanica per l'Energetica dell'Università degli Studi di Napoli "Federico II" e l'ente Prestazioni Veicolo della Gestione Sportiva di Ferrari S.p.A.

Al giorno d'oggi gli strumenti di simulazione rivestono un ruolo importantissimo nella vita di un'azienda. La necessità di ridurre i tempi di sviluppo, i costi di realizzazione di prototipi fisici e le spese legate alla sperimentazione, ha contribuito a fornire un forte impulso al settore della simulazione.

Nel mondo della Formula Uno, a tutto ciò si aggiunge la necessità di prevedere in largo anticipo il comportamento dei vari sistemi in determinate situazioni, in cui il raggiungimento del limite viene ad essere la norma, e il vantaggio temporale, in un periodo estremamente ristretto (una nuova auto si progetta in pochi mesi!), viene ad essere un parametro determinante ai fini del risultato. Inoltre, i nuovi regolamenti che limitano ad un solo mese all'anno le sessioni di test in pista hanno fatto sì che la "sperimentazione virtuale" rivestisse un ruolo primario nello sviluppo delle nuove monoposto.

La sempre maggiore evoluzione e diffusione di potenti mezzi di calcolo ha determinato, negli ultimi decenni, lo sviluppo di impianti *HiL* (*Hardware In the Loop*), in cui uno o più componenti reali vengono interfacciati con la restante parte di un sistema fisico simulato, ovviamente in *real time*. Continuano ad acquistare ancora più importanza gli impianti cosiddetti *H2iL* (*Hardware and Human In the Loop*), in cui nella catena hardware reale e sistema virtuale viene ad inserirsi l'utente (reale). È questo il caso dei moderni simulatori di guida, che ricoprono oggi un ruolo fondamentale per lo sviluppo all'interno di tutte le aziende appartenenti al settore automotive e sono uno strumento, oramai indispensabile, per le squadre di F1.

In sostanza, i codici di calcolo permettono di realizzare veri e propri prototipi virtuali con cui determinare a priori, cioè prima della realizzazione di un prototipo reale, le grandezze di interesse che, nel caso della dinamica degli autoveicoli, possono essere le caratteristiche di handling¹, le caratteristiche elasto-cinematiche delle sospensioni, le descrizioni dei fenomeni derivanti dall'interazione degli pneumatici con la strada, etc.

¹ Per "caratteristiche di handling" [12] di un veicolo si intendono tutte le caratteristiche che il veicolo presenta in relazione al moto nel piano della strada, cioè comportamento sovra-sottosterzante, massima accelerazione laterale sopportabile in curva (tenuta di strada), stabilità in curva etc.

In questo scenario si inserisce lo sviluppo di un modello termico per la previsione della distribuzione di temperatura negli pneumatici.

Basta seguire qualche spezzone di una competizione automobilistica, specie di Formula Uno, per comprendere l'importanza della temperatura degli pneumatici. Attraverso le ruote il veicolo scambia forze con la pavimentazione e le forze che esse sono in grado di scambiare, ossia l'aderenza degli pneumatici, è fortemente influenzata dalla temperatura che le caratterizza.

Un modello termico di pneumatico per veicoli da competizione, oltre che prevedere la temperatura con un elevato grado di precisione, deve essere in grado di simulare le dinamiche ad alta frequenza che caratterizzano il sistema. Inoltre, è necessario che sia in grado di simulare l'andamento della temperatura anche degli strati più interni, solitamente non oggetto di misura sperimentale, deve prevedere come cambia il comportamento della gomma con la temperatura, dato che le variazioni di temperatura possono essere anche di diverse decine gradi in pochi secondi, e deve tener in conto dei fenomeni dissipativi legati alle deformazioni cui lo pneumatico è sottoposto.

A queste caratteristiche, con lo scopo di permettere simulazioni in tempo reale, si aggiunge la necessità di avere un ridotto carico computazionale.

Con l'intento di aiutare la comprensione di alcuni fenomeni e di valutare l'influenza della variazione di grandezze reali sul comportamento, da un punto di vista termico, dello pneumatico il modello realizzato, rientra nella categoria dei modelli fisici.

Il modello realizzato, descritto nella presente tesi di dottorato è stato denominato *Thermo Racing Tyre* (TRT).

Nei primi due capitoli è presentata una panoramica generale sullo pneumatico, tra nozioni generali, la sua costruzione e cenni storici e vengono descritti successivamente i concetti base della sua interazione con l'asfalto.

Il capitolo tre, cuore della tesi di dottorato, presenta il TRT. Vengono descritte le equazioni costitutive del modello, la schematizzazione adottata per lo pneumatico, suddividendolo in tre strati, la modellazione dei vari scambi che interessano il sistema. Sono, poi, descritte due versioni del modello, in cui esso viene particolarizzato per ridurre il carico computazionale e per permettergli di lavorare con le forze locali. Infine viene illustrata l'implementazione del modello in un codice di calcolo.

Il capitolo quattro descrive una innovativa tecnica per l'identificazione delle grandezze termodinamiche di uno pneumatico. Vengono mostrate misure sperimentali e la procedura di identificazione delle grandezze, considerandone anche le variazioni con la temperatura della gomma.

Nel capitolo cinque si descrivono i cicli di deformazione cui è sottoposto lo pneumatico durante l'esercizio. È descritto un banco prova allestito con il fine di caratterizzare l'energia dissipata nelle deformazioni e i successivi risultati sperimentali.

Il capitolo sei mostra una serie di confronti tra i risultati del modello e le misure sperimentali di temperatura ottenute dalle telemetrie della vettura relative a differenti eventi.

Infine, nell'ultimo capitolo, viene analizzata la sensitività del modello alle varie tipologie di scambio termico cui è soggetto.

Ringraziamenti. Questa tesi di dottorato è il frutto di tanta passione: passione per la ricerca, passione per gli autoveicoli, passione per la dinamica del veicolo. Passione che è cresciuta in me durante i mesi dedicati alla tesi di laurea e, soprattutto, in questi tre anni di dottorato di ricerca. Evviva la Ricerca! I miei primi ringraziamenti, pertanto, devono andare a due professori che nella vita universitaria, in modo differente, hanno avuto come tema di

fondo la passione sia nell'insegnamento sia nello studio delle diverse e affascinanti tematiche che la meccanica offre. Il Prof. Michele Russo, che sapientemente mi ha guidato in questi anni e che mi ha messo nelle condizioni di realizzare un'esperienza che avevo sempre sognato, quale quella di lavorare nella Gestione Sportiva della Ferrari. Il Prof. Giuseppe Capone, che da buon maestro, trasferendomi integralmente il suo pensiero, mi ha iniziato al magico mondo degli pneumatici. Grazie anche ai ricercatori Francesco Timpone, il quale ha fornito il suo importante contributo alla realizzazione del presente lavoro, e Mario Terzo due amici prima che validi compagni di lavoro.

Un ringraziamento all'ente Prestazioni Veicolo della GeS di Ferrari, costituito da un gruppo di ragazzi tanto bravi quanto semplici che mi hanno permesso di integrarmi rapidamente. Speciali ringraziamenti meritano Thomas Maulick e Tommaso D'Avanzo del gruppo Integrazione Pneumatico-Veicolo, i quali mi hanno insegnato tanto e mi hanno permesso di esprimermi dandomi fiducia e permettendomi di crescere. Tutti loro, con Filippo, Michele, Angela e Stefano sono stati anche affettuosi amici al di fuori delle mura dell'azienda.

Ringrazio anche Alfredo Corollaro e Andrea Casolaro per l'impegno profuso durante la tesi di laurea contribuendo allo sviluppo del modello oggetto della presente tesi.

Tra i ringraziamenti non posso non menzionare la mia famiglia che mi ha sempre fatto sentire tanta fiducia intorno a me, fornendomi sempre nuovi stimoli per fare meglio.

In ultimo, non come importanza ma come ciliegia sulla torta, un grazie a Valentina che, nonostante la lontananza, mi è sempre stata vicino.

Daniele Giordano

Capitolo 1

Lo pneumatico

Lo pneumatico è il componente attraverso il quale il veicolo scambia le forze con il suolo. Pertanto esso viene ad essere un sottosistema fondamentale per le vetture stradali anzi lo sviluppo dell'automobile è in gran parte dovuto all'invenzione e allo sviluppo della ruota con pneumatico. Caratteristiche fondamentali degli pneumatici sono la deformabilità e la relativa leggerezza, permessagli dal fatto che il gas di gonfiaggio conferisce all'insieme stabilità e rigidità strutturale.

Nel presente capitolo vengono presentate nozioni generali relative agli pneumatici, le varie tipologie costruttive, la base chimica di una miscela. Dalle caratteristiche comuni a tutti gli pneumatici, si passa alle gomme da F1 concludendo con dei relativi cenni storici.

1.1 Descrizione

Lo pneumatico è l'elemento di contatto del veicolo con la strada. Esso ha il compito di trasferire al veicolo le forze derivanti dalla sua interazione con il suolo e di assorbire parte delle asperità incontrate durante il moto.



Fig. 1.1 – Lo pneumatico

Si presenta come un toroide elastico aperto all'intradosso; è montato su un elemento rigido assialsimmetrico denominato cerchio (o cerchione), che costituisce il suo collegamento con il veicolo e con cui realizza il complesso della ruota.



Fig. 1.2 – Pneumatico montato su cerchio

Il cerchio, a sua volta, è costituito da due elementi: il cerchio a canale, sui cui bordi (detti balconate) si attesta lo pneumatico, e il disco, che è l'elemento di collegamento della ruota al veicolo. Nella maggior parte delle applicazioni, disco e cerchio a canale sono realizzati in un unico elemento; in altre sono scomponibili per facilitare il montaggio dei vari elementi (fig. 1.3).



Fig. 1.3 – Cerchio per autovettura ad alte prestazioni

Una volta montato sul cerchio, lo pneumatico viene messo in pressione mediante immissione di gas, solitamente aria. In talune applicazioni si utilizza anche gas di altro tipo come anidride carbonica o azoto.

Il complesso della ruota, infine, è fissato a un elemento del veicolo denominato mozzo (anch'esso assialsimmetrico), mediante dadi e viti di fissaggio.

L'insieme ruota-mozzo risulta, quindi, vincolato al resto del veicolo tramite supporti¹ che ne garantiscono la libera rotazione attorno all'asse di simmetria e permettono il richiesto scambio di forze. Il contatto con la strada avviene così all'estradosso dello pneumatico.

La primaria caratteristica che gli si richiede è l'aderenza col suolo, requisito indispensabile alla nascita di quelle forze, denominate appunto d'interazione, che, assieme alle gravitazionali e alle forze aerodinamiche, governano il moto del veicolo.

Gli sono poi richiesti requisiti di deformabilità tali da assolvere anche al compito di inviluppare piccoli ostacoli e assorbire le irregolarità della strada, a vantaggio del comfort dei passeggeri, dell'integrità del veicolo nel tempo e della continuità del contatto col suolo. La deformabilità è poi necessaria per realizzare una zona di contatto con la strada di dimensioni sufficienti per incrementare la desiderata aderenza col suolo.

La superficie esterna dello pneumatico deputata al contatto col suolo è detta battistrada. Di questa, la porzione istantaneamente a contatto con la strada è comunemente denominata area di contatto o impronta a terra.

Gli si richiede, inoltre, la resistenza necessaria non solo a sostenere la massa del veicolo, ma anche a sopportare adeguatamente le elevate forze d'inerzia che si generano sul veicolo durante il moto e a garantire la durata nel tempo di tutte le sue caratteristiche.

Infine deve essere in grado di assorbire la minor quantità di energia possibile durante il suo moto (minima resistenza al rotolamento), nell'ottica del massimo rendimento meccanico del veicolo al fine di massimizzare l'economia d'uso e minimizzare i consumi.

¹ Tipicamente cuscinetti volventi.

1.2 Lo pneumatico *Tube Type* e lo pneumatico *Tubeless*

Lo pneumatico convenzionale dotato di camera d'aria è definito comunemente *Tube Type*, proprio a sottolineare la presenza della camera d'aria (dall'inglese *tube*); quest'ultima è munita di una valvola per il gonfiaggio che viene fatta passare verso l'esterno attraverso un foro di comunicazione ricavato nel cerchio.

Un'evoluzione di questa configurazione è costituita, invece, dallo pneumatico *Tubeless*, che si differenzia da quello classico per essere privo di camera d'aria: le pareti interne del copertone sono ricoperte di sostanze impermeabilizzanti e le balconate del cerchio sono conformate in modo da consentire la perfetta adesione della gomma. Copertone e cerchio, pertanto, costituiscono un volume a tenuta stagna tale da poter essere riempito direttamente di aria in pressione, senza più la necessità della camera d'aria: la valvola di gonfiaggio, in questo caso, è resa solidale al cerchio.

Il vantaggio fondamentale risiede nel diverso comportamento che lo pneumatico presenta in caso di foratura. Come mostrato in figura 1.4, nel caso del *Tube Type* il gas di gonfiaggio fuoriesce dalla camera d'aria per fluire velocemente verso l'ambiente esterno attraverso il foro creato per la valvola o anche attraverso le balconate, non essendo garantita in alcun modo la tenuta tra pneumatico e cerchio.

Nel caso del *Tubeless*, invece, la sostanza impermeabilizzante che ricopre la parete interna del copertone è un materiale con proprietà autostagnanti che, in caso di foratura, aderisce perfettamente al corpo estraneo, impedendo la fuoriuscita dell'aria, o comunque consentendone una fuoriuscita lenta.

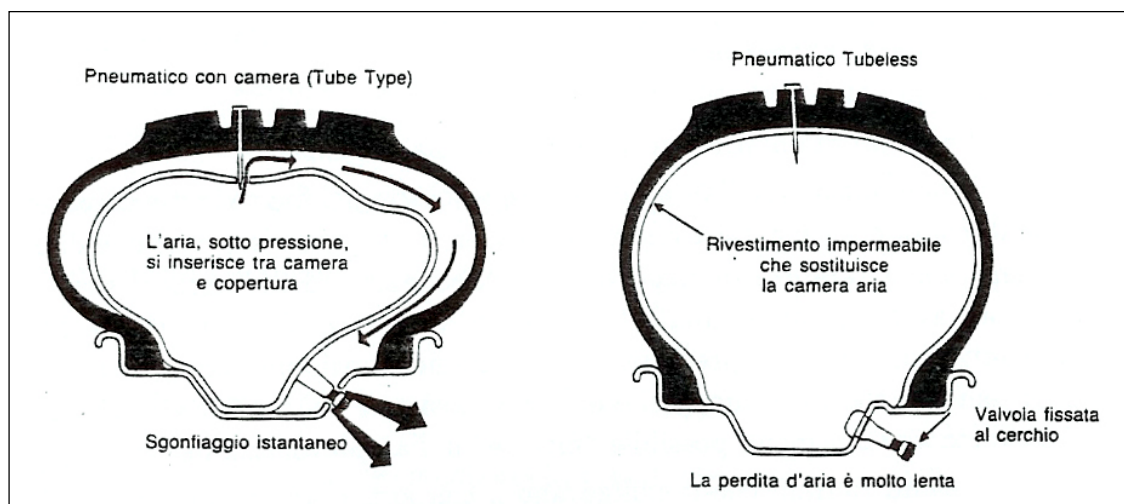


Fig. 1.4 – Differenza qualitativa nella velocità di afflosciamento in caso di foratura tra uno pneumatico *Tube Type* e uno *Tubeless*

Oggigiorno lo pneumatico *Tubeless* ha sostituito lo pneumatico *Tube Type* in tutta la produzione automobilistica grazie alle sue particolari doti di sicurezza.

1.3 La struttura del copertone

La struttura del copertone (sia esso di pneumatico Tube Type o Tubeless) è molto composita, essendo costituita da una carcassa di fibre di rinforzo² flessibili, ma molto rigide e resistenti estensionalmente, immerse in una matrice di gomma molto deformabile e con elevate caratteristiche di attrito con il suolo.

1.3.1 La matrice

Nella matrice di gomma si distinguono più zone:

- 1) il *battistrada*, deputato al contatto con la strada;
- 2) le *spalle*, zona di confine laterale del battistrada, al quale conferiscono ulteriore resistenza e rigidità nei confronti degli sforzi di taglio;
- 3) i *talloni*, cioè i due bordi del copertone destinati ad appoggiarsi sul cerchione, caratterizzati da una base di appoggio e da una punta;
- 4) i *fianchi*, zona laterale dello pneumatico, delimitati superiormente dalla spalla e inferiormente dal tallone, e corredati dai *filetti di centratura* che individuano la *superficie di appoggio* sulle balconate del cerchio³;
- 5) infine il *rivestimento interno*, detto anche calandratura interna.

Il battistrada, poi, nel caso degli pneumatici *passenger*⁴, è solcato in vario modo da scanalature ad andamento *circonferenziale* e trasversale: questi canali, profondi diversi millimetri, provvedono al drenaggio dell'acqua eventualmente presente sulla strada e favoriscono il raffreddamento per convezione. In casi particolari possono essere realizzati in maniera da favorire l'avanzamento sulla neve, sul fango, sulla terra, sulla sabbia e su terreni incoerenti in genere. L'insieme di questi canali costituisce la *scolpitura del battistrada* e suddivide lo stesso in *tasselli*.

La gomma costituente la matrice è una miscela di gomme sintetiche di diversa qualità e di altri componenti (additivi). Tale miscela prende il nome di *mescola*: i suoi costituenti vengono poi sottoposti al processo di *vulcanizzazione*⁵ volto a darle le caratteristiche meccaniche necessarie al suo impiego.

La vulcanizzazione provoca a livello molecolare delle profonde alterazioni chimiche. Infatti, dopo la vulcanizzazione, le lunghe catene molecolari della mescola si trovano collegate tra loro; è avvenuto cioè un processo di reticolazione.

L'effetto principale di questo processo è che la gomma risulta insolubile in ogni solvente, il che si ripercuote sul sistema produttivo in quanto la lavorazione successive

² O per meglio dire fili.

³ I fianchi, inoltre, recano in rilievo l'indicazione della marca della casa costruttrice e le iscrizioni relative al modello e alla misura dello pneumatico.

⁴ Pneumatici destinati ad equipaggiare vetture di serie e la cui destinazione d'uso è essenzialmente la strada.

⁵ La vulcanizzazione consiste nella reticolazione del polimero realizzata mediante catene di zolfo, permettendo la formazione di una macromolecola chimicamente stabile, molto resistente, dotata di grande capacità di deformazione elastica, di plasticità praticamente nulla e che conserva queste proprietà anche alle alte temperature (laddove, invece, la gomma naturale non vulcanizzata manifesta una plasticità sempre più elevata). Per questo motivo, le gomme ottenute per vulcanizzazione sono *termoindurenti*. Ovviamente la reticolazione non deve essere spinta eccessivamente, pena un'eccessiva rigidità del prodotto finale.

di tali materiali non possono prevedere processi tecnologici che richiedano un flusso di materiale; non si possono cioè usare estrusori, fare fusioni o simili. Nella produzione di oggetti costruiti con tali materiali la vulcanizzazione deve essere l'ultimo stadio di lavorazione del prodotto pertanto, quando il componente giunge a questa fase, deve già aver assunto la sua forma definitiva.

Per quanto riguarda le prestazioni meccaniche del materiale vulcanizzato, si riporta di seguito un diagramma qualitativo in cui si osservano le variazioni delle principali caratteristiche in funzione della densità di reticolazione:

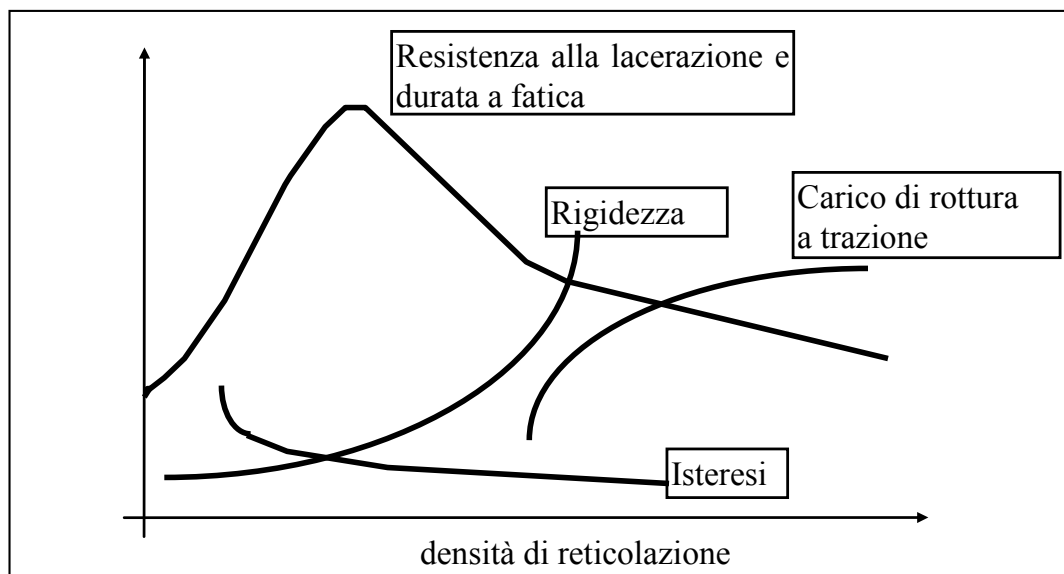


Fig. 1.5 - Caratteristiche delle mescole in funzione della densità di reticolazione

Di particolare interesse è la riduzione dell'isteresi del materiale all'aumentare della densità di reticolazione. Ciò significa che l'incremento del reticolo comporta una diminuzione di mobilità interna e conseguentemente un minor attrito molecolare imputabile allo strisciamento relativo tra le varie catene di polimero.

1.3.1.1 Composizione delle mescole

Il battistrada, come detto, è la parte dello pneumatico a diretto contatto con il suolo; la composizione del battistrada ha un'importanza fondamentale in quanto esso deve assicurare elevate proprietà meccaniche durante il rotolamento della ruota.

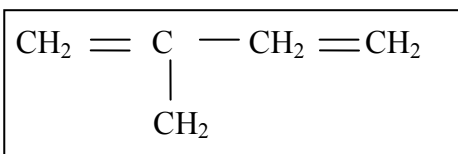
Esso può essere:

- 1) monomescola: si usa un sol tipo di mescola per realizzare il battistrada;
- 2) plurimescola: si adoperano più mescole per la composizione del battistrada.

In generale in una mescola sono presenti:

- 1) un polimero di base che può essere gomma naturale o sintetica od una loro miscela;
- 2) una percentuale di cariche;
- 3) una percentuale di additivi chimici destinati a facilitare il processo di vulcanizzazione e di lavorazione.

La formulazione chimica della gomma naturale corrisponde a quella di un polimero dell'isoprene la cui formula è:



Gli elastomeri sintetici sono ottenuti, in genere, dalla lavorazione del petrolio in impianti appositamente costruiti.

Nella tabella vengono riassunti schematicamente i principali tipi di elastomeri sintetici di utilizzo più frequente:

Denominaz. corrente	Denominaz. commerciale	Simbolo A.S.T.M	Comp.chimica
Gomma stirolica	—	GRS-SBR	Copol. butadiene-stirololo
Gomma butilica	—	IIR	Copol. isobutilene-butadiene o isobutilene-isoprene
Gomma nitrilica	Hycar	NBR	Copol. butadiene acrilico-nitrile
Gomma cloroprenica	Neoprene	CP	Polim. clorobutadiene
Gomma poliacrilica	—	—	Copol. cloroetil-vinil-etero-acrilato
Gomma siliconica	—	MP	Polim. polimetil-silossano
Gomma etilenica	Dutral	—	Copol. etilene-propilene
Gomma fluorurata	Viton	—	Copol. esafluoro-propilene-fluoruro di vinilidene
Gomma polietilenica clorosulfonata	Hypalon	—	Copol. polietilene clorosulfonato

Tab. 1.1: Tipologie di elastomeri

Entrano nella composizione delle mescole, come accennato, anche le *cariche attive*, così chiamate in quanto assicurano le caratteristiche meccaniche del prodotto vulcanizzato. Esse sono costituite principalmente da varietà di “nero fumo” ottenuto dalla combustione di idrocarburi in difetto d’aria. La tecnologia del nero di carbonio è complessa quanto la scienza dei polimeri: si hanno infatti a disposizione un numero rilevante di tipi di nero fumo ognuno dei quali impartisce alla mescola particolari caratteristiche.

Empiricamente si è osservato come un incremento della dimensione del carbon black aggregato alla mescola comporta una maggior resistenza a fatica. Particelle più fini implicano una migliore resistenza all’abrasione ed alla lacerazione, allo stesso tempo danno però un calo di resilienza ed un incremento di isteresi (e quindi di dissipazione di calore).

Di fondamentale importanza è l'effetto fotostabilizzante del nero di carbonio in mescola; infatti la minore degradazione per effetto dei raggi ultravioletti (ai quali sono particolarmente sensibili gli elastomeri) ne migliora la prestazione in termini di durata. Il carbon black inoltre rende le mescole più dure, più resistenti all'usura, contribuisce ad accentuare le proprietà di repulsione dell'umidità ed in generale ne migliora globalmente le caratteristiche meccaniche.

Altre cariche attive sono: l'ossido di zinco e le silici attive. Queste ultime accentuano ulteriormente l'effetto del nero di carbonio.

Le *cariche inerti* sono introdotte a volte per scopi speciali nelle mescole ed influiscono in modo molto marginale sulle caratteristiche meccaniche del vulcanizzato; tra le cariche inerti più usate vi sono: il carbonato di calcio precipitato, il solfato di bario, il talco, l'ossido ferrico.

1.3.2 Il rinforzo

I fili di rinforzo sono disposti in più gruppi unidirezionali a sviluppo monofilare detti *tele*, e risultano separati dai fili di quelle adiacenti mediante sottili strati di gomma, per evitare reciproci sfregamenti e, quindi, usura precoce.

I materiali con cui sono realizzati devono rispondere a esigenze di rigidità, resistenza a trazione e flessibilità. Negli pneumatici *passenger* il rinforzo è costituito da fili d'acciaio e da fibre di rayon e nylon.

La struttura di rinforzo così costituita è poi completata da due anelli in corda d'acciaio, detti *cerchietti*, ciascuno annegato in uno dei due talloni. I *cerchietti* sono due ulteriori elementi di rinforzo: le tele vi si avvolgono attorno trasmettendo a questi i rilevanti sforzi di trazione, da cui vengono sollecitati durante l'impiego. Pertanto, le forze derivanti dall'interazione dello pneumatico con la strada vengono trasmesse, tramite i talloni, al cerchio della ruota. In figura 1.6 è riportato lo schema di un moderno pneumatico *passenger*.

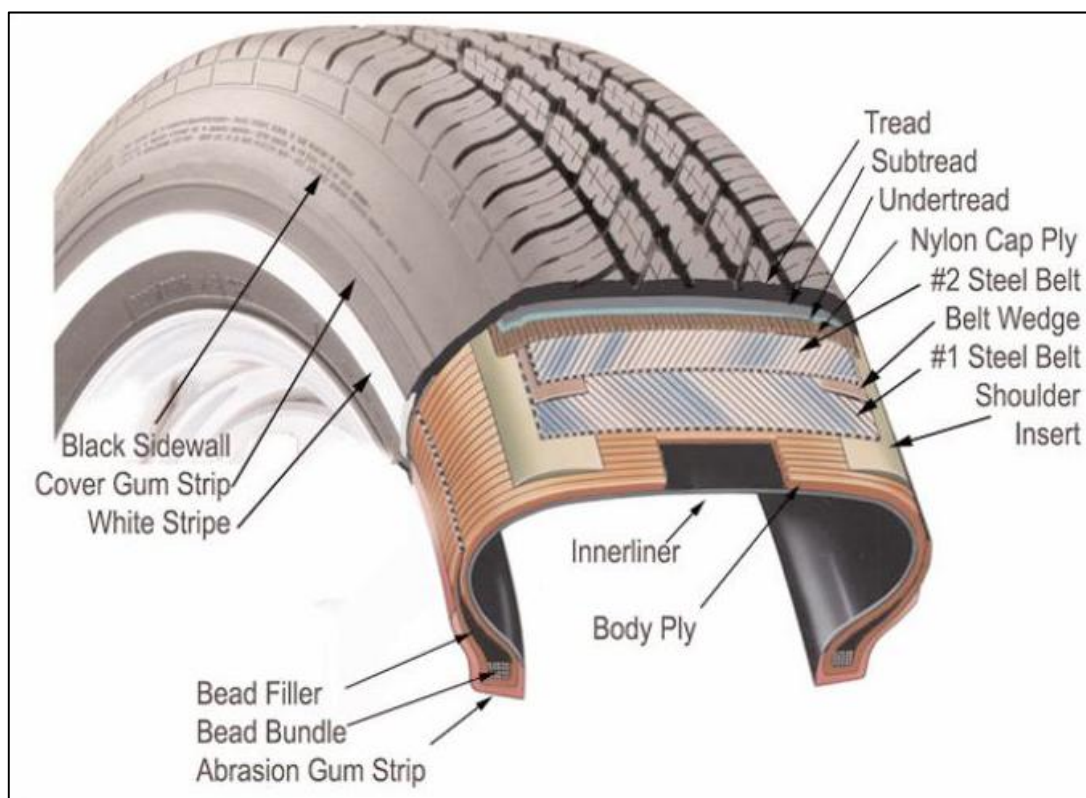


Fig. 1.6 – Struttura di un moderno pneumatico passenger

1.3.3 Pneumatici convenzionali e pneumatici radiali

La disposizione delle tele, e quindi dei fili, all'interno della matrice in gomma caratterizza ulteriormente lo pneumatico: nel caso limite in cui i fili fossero tutti disposti parallelamente al piano equatoriale, lo pneumatico sarebbe dotato di elevate caratteristiche di stabilità ai carichi tangenziali e contenute deformazioni in senso radiale. A ciò corrisponderebbero doti ottimali di *handling* su strada perfettamente liscia ma ridotta capacità di assorbimento delle sollecitazioni radiali e laterali, con peggioramento del comfort e della guidabilità, su terreni accidentati. Nel caso in cui, invece, i fili fossero tutti disposti radialmente, lo pneumatico sarebbe caratterizzato da grande flessibilità sul piano meridiano, il che comporterebbe una notevole capacità di assorbimento dei carichi radiali, ma una pessima capacità di reagire a quelli tangenziali, determinando instabilità direzionale e caratteristiche di guida altrettanto insoddisfacenti.

Per questa ragione, la prima disposizione scelta dai costruttori per le tele, è stata quella ottenuta dalla sovrapposizione di diversi gruppi, disposti in maniera alternata fra loro, ad angoli di circa 45° rispetto al piano equatoriale; lo scopo era realizzare un compromesso fra cedevolezza in senso radiale e stabilità direzionale. Il suddetto angolo è stato poi ridotto a 40°, e infine a 30°, man mano che la qualità delle tele e delle mescole garantivano una maggiore flessibilità alla struttura. Siffatto pneumatico, caratterizzato da una struttura cosiddetta convenzionale, è denominato *pneumatico incrociato*⁶ (fig. 1.7).

⁶ O *cross-bias*, o *bias-ply*.

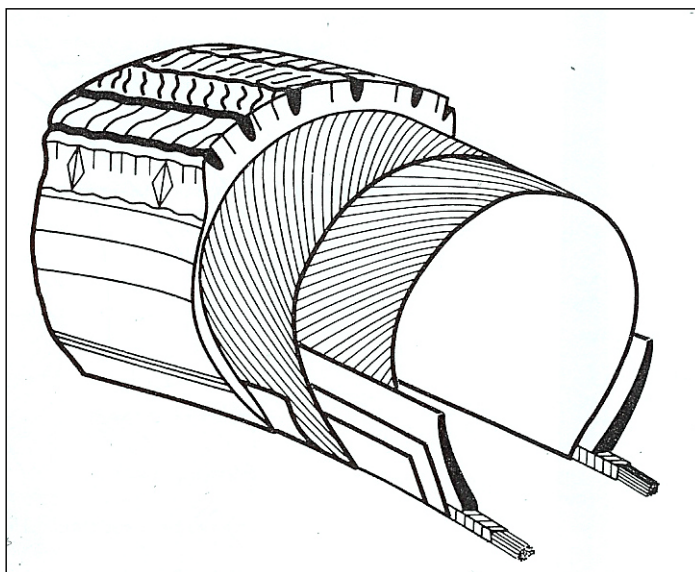


Fig. 1.7 – Pneumatico incrociato

L'angolo delle tele rispetto al piano equatoriale, nel linguaggio tecnico anglosassone, è detto *crown angle* (mostrato in fig. 1.8).

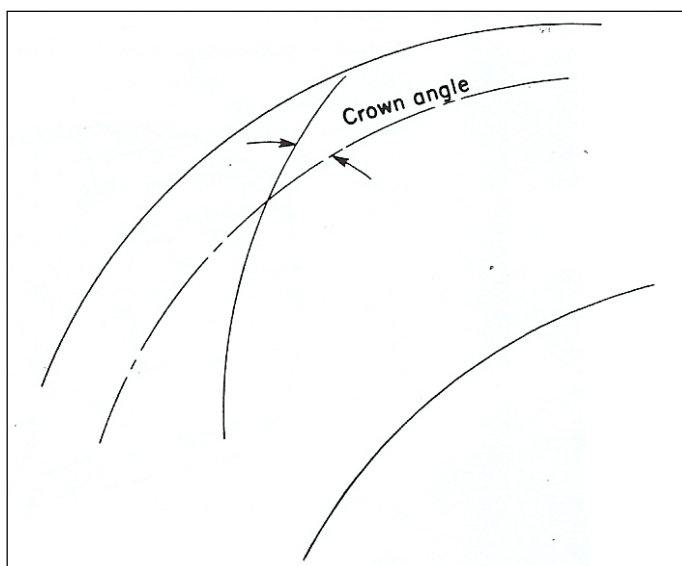


Fig. 1.8 – Il "crown angle"

In tempi successivi viene realizzato lo pneumatico *radiale*⁷ (fig. 1.9), il cui obiettivo è di disaccoppiare gli effetti delle azioni esercitate su di esso. Ciò viene ottenuto disponendo le tele in due gruppi, ciascuno dei quali provvede a un'esigenza specifica senza influenzare l'altro. Tale pneumatico, infatti, è caratterizzato da un gruppo di tele disposte radialmente, tese da un tallone all'altro a formare un angolo di 90° con il piano equatoriale, al di sopra delle quali viene disposto un altro gruppo di tele in maniera circonferenziale (detto *cintura*). Quest'ultima ha una larghezza corrispondente, all'incirca, a quella del battistrada; rispetto al piano equatoriale, le sue tele sono disposte in modo alterno-simmetrico con angoli variabili tra i 10° e i 20°. In questo modo esse sono in grado di reagire con sforzi di trazione non solo

⁷ O *radial-ply*.

ai carichi longitudinali ma anche a quelli laterali. Si ottiene, di conseguenza, uno pneumatico caratterizzato da fianchi molto flessibili nel piano meridiano e da un anello periferico dotato di rigidità elevata nel piano equatoriale ma soprattutto nel piano meridiano. Queste due peculiarità gli conferiscono alta rigidità di deriva⁸, buona tenuta di strada, maggiore comfort, maggiore guidabilità su fondi accidentati, capacità di mantenere invariata l'impronta di contatto col suolo al variare degli angoli di camber⁹ e di deriva.

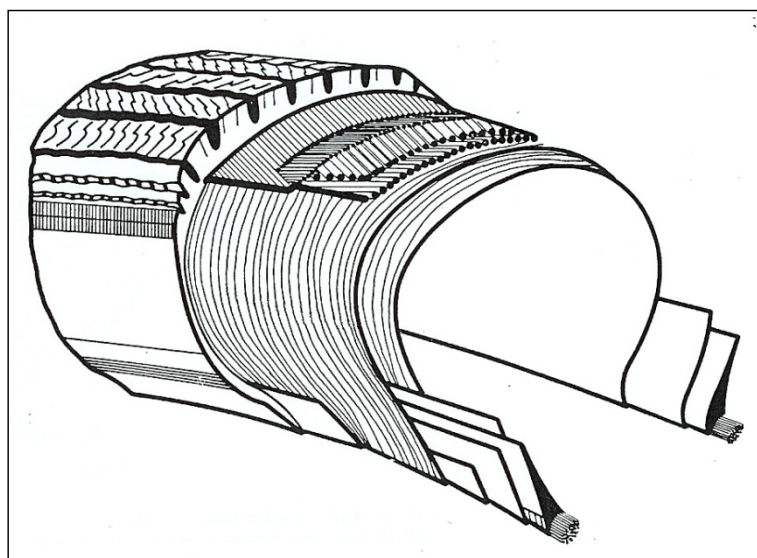


Fig. 1.9 – Pneumatico *Radial Ply*

Lo pneumatico convenzionale, invece, è caratterizzato da una rigidità meno variabile fra fianco e battistrada, poiché rinforzato da tele che, per come sono posizionate, interessano contemporaneamente queste due zone. Risulta, pertanto, più rigido nei confronti dei carichi normali e laterali¹⁰, portato a flettere tutta la sezione meridiana a contatto col suolo (fig. 1.9), con relativo sollevamento di una parte del battistrada, sia in presenza di carichi laterali che di variazioni di camber (fig. 1.10).

⁸ Per una sua definizione si rimanda al cap.2, par. 2.5

⁹ Definito nel cap. 2 , par. 2.2

¹⁰ Vista la necessità di garantire comunque una rigidità sufficiente per la guidabilità.

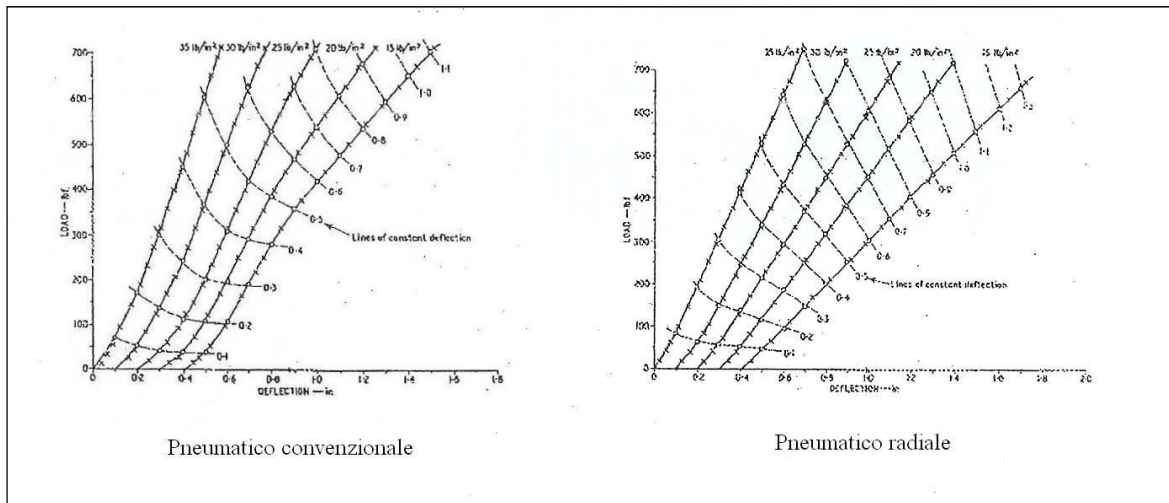


Fig. 1.10 – Diagrammi relativi alla deflessione radiale e laterale in funzione del carico e della pressione di gonfiaggio per i due tipi di pneumatico

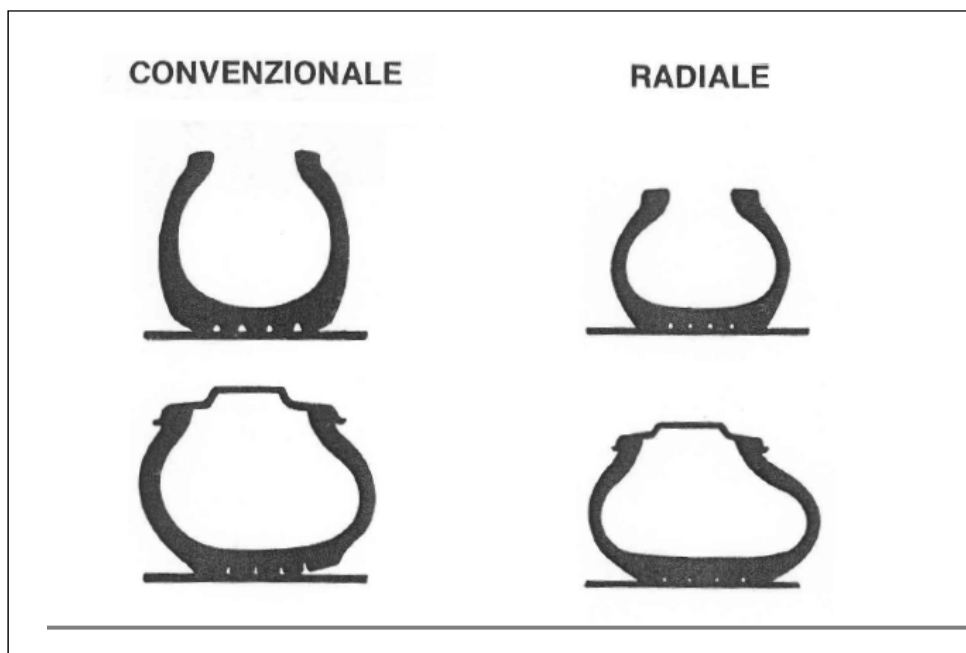


Fig. 1.11 – Differenza nel contatto del battistrada con il suolo in presenza di carichi laterali fra pneumatico convenzionale e pneumatico radiale.

Le due tipologie di pneumatici sono caratterizzate anche da differenze nell'aspetto, nella distribuzione della gomma e delle stesse tele, nella forma dell'impronta di contatto e nella distribuzione delle sollecitazioni.

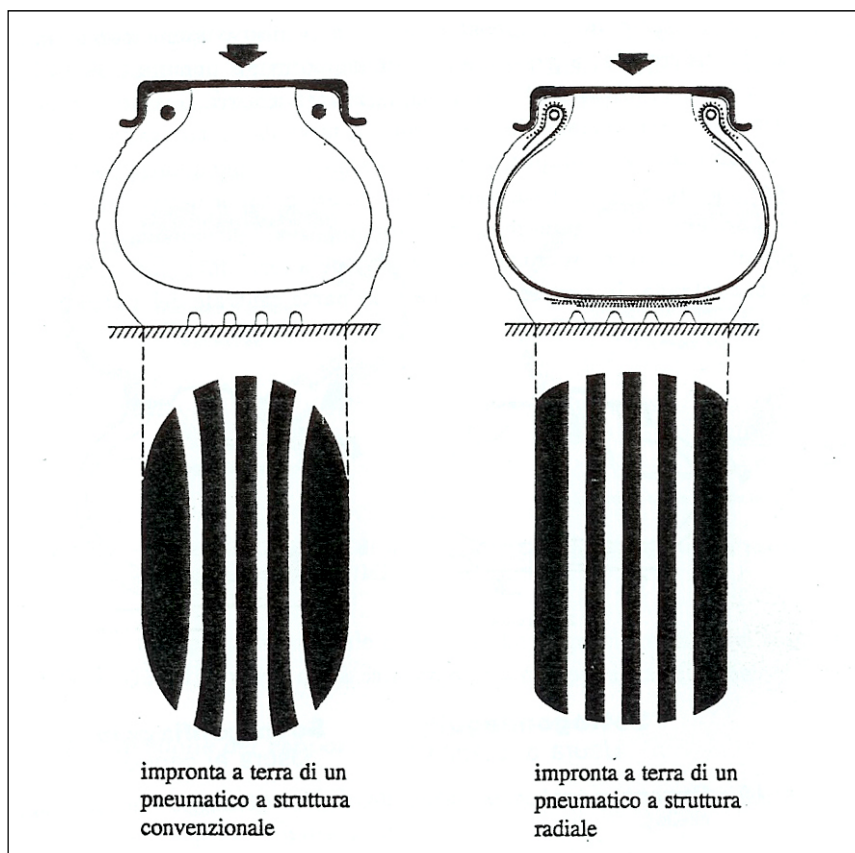


Fig. 1.12 – Differenza qualitativa dell'impronta a terra tra uno pneumatico convenzionale e uno radiale

L'impronta a terra di uno pneumatico radiale, poi, è più regolare e di maggiori dimensioni¹¹, come mostrato in fig. 1.12. Essa, inoltre, è meno influenzata dalla pressione di gonfiaggio: nello pneumatico convenzionale, un aumento di pressione comporta una sezione meridiana di forma circolare, con conseguente assottigliamento dell'impronta di contatto, mentre una diminuzione di pressione comporta un sollevamento della zona centrale del battistrada (fig. 1.13). Nello pneumatico radiale ciò che varia al variare della pressione di gonfiaggio, è la sola distribuzione delle pressioni del battistrada sul suolo¹².

¹¹ A parità di rapporto fra altezza e larghezza della sezione dello pneumatico.

¹² Cfr. cap 2, par. 2.3

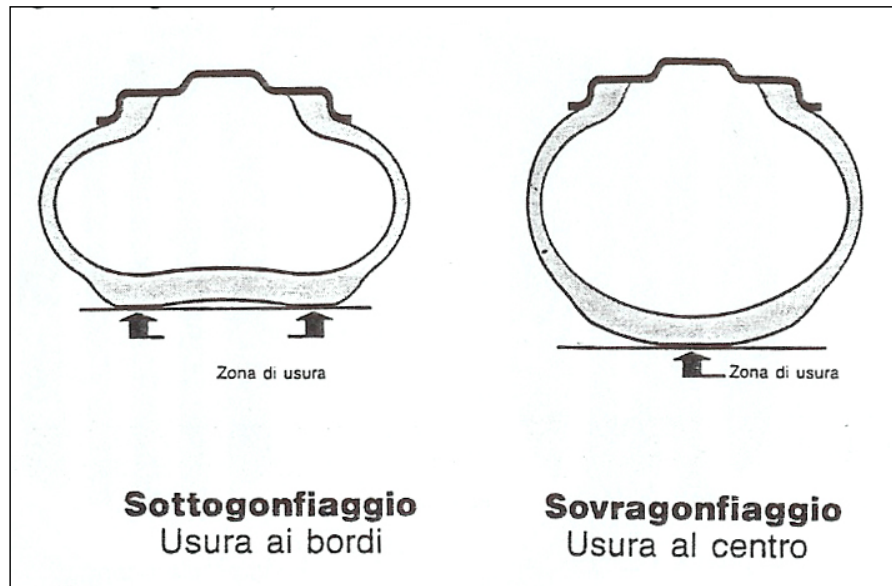


Fig. 1.13 – Effetti della pressione di gonfiaggio sull'impronta di contatto di uno pneumatico convenzionale

Per quanto riguarda gli svantaggi nell'impiego dei radiali, essi sono: una certa vulnerabilità laterale a causa dei fianchi più sottili e meno rinforzati; maggiori coppie di resistenza alla sterzata, determinate dalla maggiore impronta di contatto specialmente a bassa velocità e da fermo; una minore sensibilità di sterzo e una più pronunciata tendenza agli scuotimenti laterali, dovuti alla maggiore flessibilità dei fianchi. A quest'ultimo inconveniente si pone rimedio riducendo sempre di più l'altezza della sezione dello pneumatico e delegando alle sospensioni del veicolo il compito di assorbire le sollecitazioni derivanti dalle irregolarità del manto stradale. Tale scelta soddisfa anche l'esigenza di dotare gli autoveicoli d'impianti frenanti di dimensioni sempre maggiori, in quanto a parità di diametro massimo della ruota, pneumatici con fianchi più piccoli permettono di montare cerchi di diametro maggiore, permettendo, quindi, l'utilizzo di dischi freno più grandi.

1.4 La misura e la marcatura

Per classificare uno pneumatico si fa riferimento alle seguenti dimensioni, che ne individuano la *misura*:

- 1) La *larghezza nominale* della sezione S o W;
- 2) Il *rapporto nominale* d'aspetto R_a (aspect ratio) dato dalla percentuale del rapporto fra l'altezza della sezione H e la larghezza nominale S:

$$R_a = \frac{H}{S} \cdot 100$$

- 3) Il *diametro nominale* di calettamento d, che è il diametro della generatrice del cerchio su cui si attesta la base del tallone.

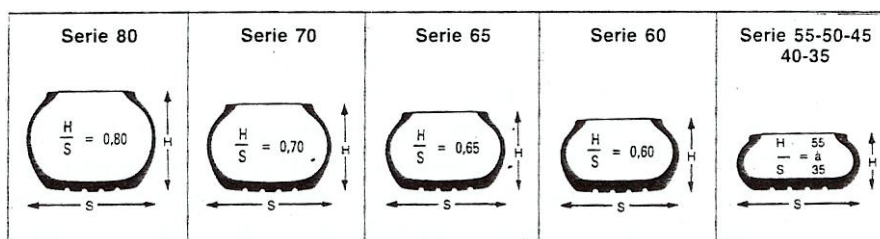


Fig. 1.14 – Evoluzione del rapporto d'aspetto nel tempo

Queste dimensioni, assieme alle caratteristiche costruttive, caratterizzano completamente lo pneumatico, definendo in maniera univoca l'impiego a cui è destinato.

La misura di uno pneumatico, come già detto, viene indicata sul suo fianco, assieme al tipo di struttura, alle principali caratteristiche costruttive e d'impiego, al logo della casa costruttrice e ad altre informazioni commerciali, mediante un'insieme d'iscrizioni in rilievo denominate *marcatatura*.

1.5 Lo pneumatico da Formula 1

Lo pneumatico da Formula 1 (fig. 1.15), come uno pneumatico *passenger*, è costituito da una carcassa, che ne garantisce la stabilità strutturale, e da un battistrada, responsabile dell'interazione con la strada. Riguardo la prima, essa sembra sia costituita sostanzialmente da tele di materiali polimerici quali nylon e rayon¹³, il che garantisce un significativo risparmio di peso.

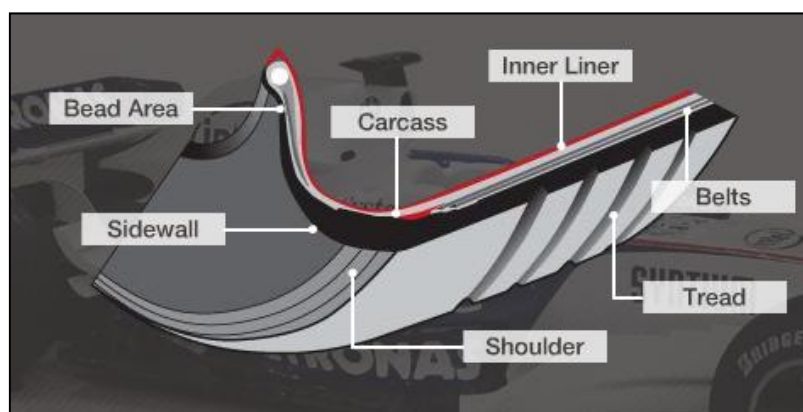


Fig. 1.15 – Struttura di uno pneumatico da Formula 1

Nulla si può dire, invece, sulle mescole utilizzate per il battistrada: la casa produttrice non ne rivela la composizione in quanto essa rappresenta uno degli elementi fondamentali per garantire le prestazioni dello pneumatico stesso. È plausibile comunque che sia composta da miscele di gomme sintetiche (quali Stirene-Butadiene) in percentuali variabili, con aggiunta di vari riempitivi, tra i quali il nero-fumo.

Gli pneumatici da Formula 1, inoltre, hanno dimensioni differenziate nel caso siano destinati all'assale anteriore o all'assale posteriore. Il regolamento *FIA*, infatti, impone che la larghezza di uno pneumatico posteriore, comprensiva dei fianchi, sia compresa tra 365 mm e

¹³ Dati prelevati dal sito web Bridgestone MotorSport.

380 mm, mentre all'anteriore tra 305 mm e 355 mm. La larghezza del solo battistrada è fissata in 270 mm per uno pneumatico anteriore. Non è disponibile tale valore per un posteriore. Il diametro di calettamento è di 13 pollici per entrambi gli assali al fine di diminuire il momento d'inerzia dei cerchi. Il diametro massimo dell'intera ruota non deve eccedere 660 mm. Le pressioni di gonfiaggio sono approssimativamente 1.2–1.5 bar¹⁴.



Fig. 1.16 – Pneumatico da Formula 1, dry, 2008

Infine, secondo il regolamento *FIA* varato nel 1998 e valido a tutto il 2008, gli pneumatici *dry*¹⁵ presentano 4 scanalature (*grooves*) circonferenziali, larghe circa 12 mm e profonde 2.5 mm (fig. 1.16). Il nuovo regolamento *FIA* 2009, al contrario, prevede il ritorno agli pneumatici *slick* (fig. 1.17) che non presentano alcuna scanalatura, ma denotano un battistrada completamente liscio.



Fig. 1.17 – Pneumatico da Formula 1, dry, 2009

Introdotti per limitare le prestazioni delle vetture riducendone l'aderenza, gli pneumatici *grooved* offrono, rispetto agli *slick*, una minore impronta di contatto a parità di larghezza.

¹⁴ Dati prelevati dal sito web Bridgestone MotorSport.

¹⁵ Ovvero destinati all'uso su pista asciutta.

Per quanto concerne le prestazioni meccaniche di uno pneumatico di Formula 1, queste sono fortemente influenzate dalla temperatura. Infatti, diversamente da un *passenger*, progettato in modo da garantire prestazioni costanti in un ampio range di temperature, quello di Formula 1 lavora al meglio in un range molto stretto. In questo particolare intervallo lo pneumatico presenta elevatissima rigidità a deriva, che si traduce in un'estrema reattività anche con piccoli angoli di deriva. A tal proposito si tenga presente che, mentre uno pneumatico *passenger* presenta angoli di deriva massimi¹⁶ dell'ordine dei 15°, per uno da Formula 1 non si superano i 3-4°, con tenute in curva che arrivano, in virtù degli elevati carichi aerodinamici, fino a 4 g, contro i circa 0.9 degli pneumatici di serie.

1.6 Cenni storici sugli pneumatici da Formula 1

Fino al 1962 circa, gli pneumatici di Formula 1 sono montati su cerchi in alluminio dal diametro di 15 o 16 pollici, che sfruttano una serie di raggi per essere collegati al mozzo (fig. 1.18). Questa ruota, di derivazione motociclistica, è sinonimo di sportività anche per le Granturismo dell'epoca, auto di serie ad alte prestazioni (Alfa Romeo, Ferrari, Jaguar, ecc.).



Fig. 1.18 – Alberto Ascari su vettura Lancia-Ferrari D50, 1955

Le crescenti sollecitazioni in curva la mandano presto in crisi: l'eccessiva flessibilità si ripercuote negativamente sulla stabilità del veicolo e la precisione di guida. Si passa, quindi, a ruote composte da due semigusci di lamiera stampata saldati assieme (fig. 1.19), poi a ruote composte da cerchi in fusione di lega leggera.

¹⁶ Intesi come al limite dell'instabilità.



Fig. 1.19 – John Surtees su vettura Ferrari 158 F1, 1964

Gli pneumatici, prodotti dalle maggiori case europee (*Dunlop, Englebert, Pirelli, Continental*), presentano carcassa metallica diagonale, a spalla alta, con camera d'aria e battistrada profondamente scolpito e, generalmente, sono gonfiati ad alta pressione (4-5 bar). Dimensioni a parte, non differiscono molto dalla produzione per la grande serie.

Nella seconda metà degli anni '60, gli pneumatici, pur conservando le tele diagonali, si allargano notevolmente, lo spessore della scolpitura del battistrada si riduce, e la pressione di utilizzo si abbassa.

Nel decennio successivo si assiste ad una notevole differenziazione tra le sezioni degli pneumatici posteriori, molto larghi per consentire di scaricare a terra le potenze sempre crescenti dei motori, e le ruote anteriori, molto strette per cercare di minimizzare la resistenza all'avanzamento delle vetture¹⁷ (fig. 1.20).



Fig.1.20 – Niki Lauda su vettura Ferrari 312T2, 1976

Nel 1976 la *Tyrrell* desta enorme scalpore presentando una vettura a sei ruote (fig. 1.21): due posteriori, di sezione molto larga, e quattro sterzanti all'anteriore, strette, di piccolo

¹⁷ Si tenga presente che le vetture di Formula 1 presentano un Cx intorno a 0.8 di cui circa il 50% è imputabile alla presenza delle ruote scoperte [23].

diametro¹⁸, nonché quasi totalmente coperte dalle ali e dalle pance laterali della vettura. L'obiettivo è minimizzare la resistenza all'avanzamento della monoposto. Sebbene esso venga raggiunto, la vettura non riesce ad emergere, arrivando solo terza nel campionato costruttori e vincendo solo due Gran Premi. La ragione risiede nel fatto che la Tyrrell è l'unico team a montare questo genere di pneumatici; la *Goodyear*, pertanto, non s'impegna a portarne avanti lo sviluppo in maniera celere, contribuendo a determinare, nel corso della stagione, un gap non indifferente rispetto alle altre squadre. Infatti, mentre gli pneumatici posteriori – in comune con le altre scuderie – incrementano costantemente le loro prestazioni, le performance di quelli anteriori non migliorano; la vettura, di conseguenza, presenta un comportamento sottosterzante sempre più accentuato che ne riduce la competitività.



Fig. 1.21 – La vettura a sei ruote Tyrrell P34, 1976

Pertanto, l'anno successivo la soluzione viene abbandonata. Altre case provano progetti dello stesso tipo, sdoppiando però l'assale posteriore (*March* e *Williams*), al fine di aumentare la trazione in uscita di curva. Nel 1981, però, la *FIA* vieta di costruire vetture con più di 4 ruote - regola che vige ancora oggi - bloccando di fatto qualsiasi progetto al riguardo.

La *Michelin* fa il suo ingresso nel campionato nel 1977 e vi resta fino al 1984, per poi farvi ritorno nel 2001. Proprio la casa francese introduce, per la prima volta in Formula 1, gli pneumatici a carcassa radiale, nel 1978, cioè molto tempo dopo la loro introduzione sulle vetture di serie, avvenuta nella seconda metà degli anni '40. La *Goodyear*, invece, è la casa costruttrice che vanta più presenze e vittorie in Formula 1. In particolare, è stato il principale costruttore di pneumatici in questa disciplina fino al 1998, anno del suo ritiro ufficiale. Nel 1997, intanto, aveva debuttato la *Bridgestone* (fig. 1.22), quale principale concorrente della *Goodyear* e della *Michelin*, fino al 2006, anno in cui anche la casa francese si ritira.

¹⁸ Montati su cerchi da 10 pollici



Fig. 1.22– Michael Schumacher su vettura Ferrari F2005

La casa giapponese rimane quindi la sola fornitrice di pneumatici in Formula 1 e nel 2007 la *FIA* decide di interrompere il regime di concorrenza tra i costruttori di pneumatici, decretando ufficialmente la nascita di un regime di monopolio in cui la *Bridgestone* viene ad essere fornitore unico e tale resterà fino al 2010 incluso.

Capitolo 2

Interazione pneumatico-suolo

Le prestazioni degli autoveicoli sono fortemente influenzate dalle caratteristiche di aderenza e deformabilità degli pneumatici utilizzati. Molto importante quindi, ai fini della dinamica del veicolo, risulta lo studio dell'interazione tra lo pneumatico e il suolo. Lo pneumatico deve rendere possibile il mantenimento del contatto con l'asfalto e la gomma deve avere buona aderenza, entrambi fattori essenziali per conferire al veicolo una buona tenuta di strada.

Si descrivono, di seguito, i concetti base dell'interazione tra lo pneumatico e l'asfalto, soffermandosi anche sull'area di contatto che si genera all'interfaccia. Su di essa, infatti, si sviluppano le forze che permettono di guidare un veicolo. Qualche cenno è dedicato alla determinazione sperimentale delle forze. Infine si descrivono i fenomeni che comportano la generazione di grip (aderenza) e l'influenza della temperatura su di esso.

2.1 L'interazione pneumatico-suolo

Lo pneumatico riveste un ruolo fondamentale nello studio della dinamica del veicolo; quest'ultimo, considerato come un sistema dinamico generalizzato, è immerso in tre campi di forze che ne determinano il moto:

- 1) il campo di forze gravitazionali;
- 2) il campo di forze aerodinamiche;
- 3) il campo di forze d'interazione con il suolo.

Il primo è quello cui è soggetto ogni sistema materiale sulla Terra e si ritiene in prima approssimazione costante.

Il secondo è generato dalle sollecitazioni delle particelle di fluido in moto relativo rispetto al veicolo.

Il terzo è il campo delle forze scambiate tra pneumatico e suolo. Questo campo si genera in seguito all'applicazione di una coppia (motrice o frenante) intorno all'asse e di una forza sul centro di ciascuna ruota. Tale sistema di forze è trasmesso dallo pneumatico al suolo attraverso l'area di contatto; l'intero fenomeno è denominato interazione pneumatico-suolo.

La determinazione di queste forze e lo studio della geometria assunta dal battistrada durante l'interazione si sono avvalse per parecchi anni di indagini sperimentali, alle quali sono seguiti modelli empirici di descrizione del comportamento dello pneumatico; solo di recente sono stati sviluppati dei modelli fisici volti a determinarle compiutamente per via numerica e analitica. Lo studio dell'interazione pneumatico-suolo ha contribuito in maniera significativa alla conoscenza del comportamento stradale del veicolo; sostanziali progressi sono stati compiuti dalla ricerca a partire dalla seconda metà del XX secolo.

2.2 La cinematica della ruota

Data la particolare natura di corpo deformabile dello pneumatico, lo studio dell'interazione pneumatico-suolo passa per lo studio della cinematica del cerchio¹ rispetto al suolo e della sua geometria. Si definisce *centro ruota* il punto d'intersezione dell'asse di simmetria del cerchio con il suo piano equatoriale, e si considera come *spazio di riferimento*, quello solidale al supporto del cuscinetto attorno al quale ruota l'asse suddetto; lo spazio solidale alla strada, invece, è detto *spazio fisso*.

Il raggio della ruota in condizioni indeformate si indica con R_e .

Si assume che la ruota sia su strada piana, compatta, asciutta e rigida, in maniera tale da restringere lo scambio di forze al solo battistrada, sede di forze derivanti dal suo contatto diretto col suolo, e da consentire l'ipotesi d'impronta di contatto piana.

Ipotesi che trova riscontro nella meccanica del contatto fra corpi aventi curvature e moduli di elasticità confrontabili, oppure fra corpo deformabile e corpo rigido a superficie piana, come in questo caso.

Si definisce, allora, *piano orizzontale* il piano dello spazio di riferimento sovrapposto al piano della strada.

Per quanto riguarda le forze scambiate col suolo, esse sono riferite ad un particolare punto dell'area di contatto denominato *centro dell'impronta*: esso è individuato dall'intersezione del piano orizzontale col piano equatoriale del cerchio e col piano ortogonale ad entrambi (fig. 2.1).

¹ Rigido per definizione.

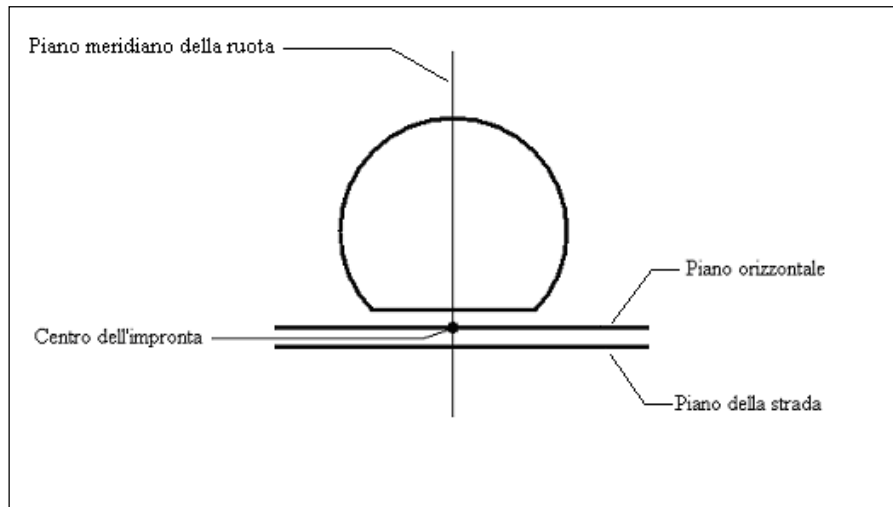


Fig. 2.1 – Piano orizzontale e centro dell'impronta

L'angolo γ formato dal piano equatoriale della ruota con quello ortogonale al piano orizzontale e passante per la stessa retta d'intersezione, è detto *campanatura* o *camber*. Questo è definito negativo quando l'estremo superiore della ruota punta verso l'interno della vettura (fig. 2.2).

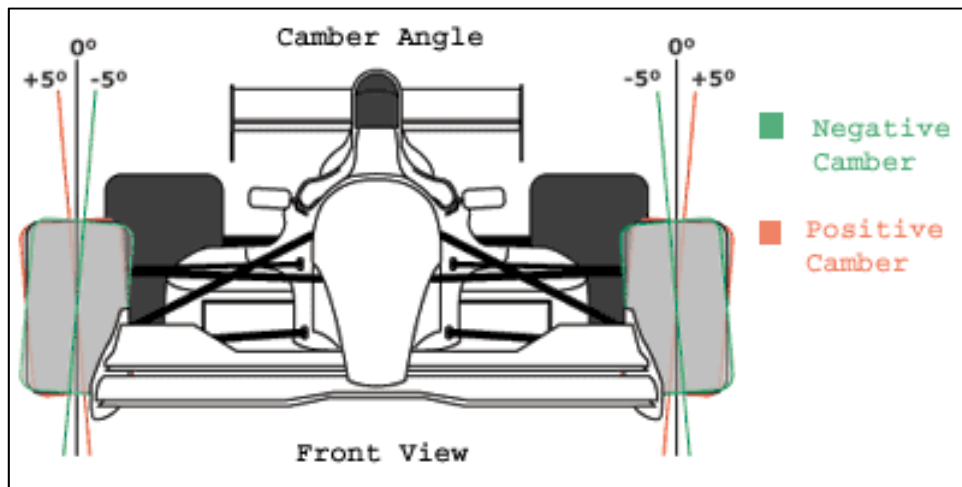


Fig. 2.2 – Definizione dell'angolo di Camber

Inoltre, l'angolo formato sul piano del suolo dalla traccia dell'asse longitudinale del veicolo e dal piano equatoriale della ruota, è detto *angolo di convergenza* (*toe*); esso rappresenta (fig. 2.3) l'inclinazione delle ruote rispetto al loro parallelismo. Guardando il veicolo dall'alto, si parla di convergenza (*toe-in*) quando i piani longitudinali passanti per le ruote convergono e si intersecano davanti al veicolo; mentre, se l'intersezione avviene dietro il veicolo, si parla di convergenza negativa o, più comunemente, di divergenza (*toe-out*).

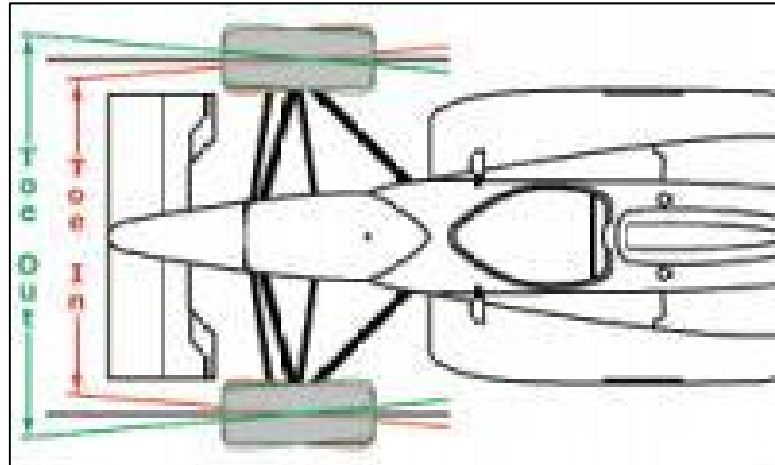


Fig. 2.3 – Definizione dell'angolo di toe

Si definisce, infine, la distanza del centro ruota dal piano orizzontale come *altezza h del centro ruota dal suolo*.

S'introduce a questo punto un sistema di riferimento cartesiano ortogonale, avente origine O nel centro dell'impronta, asse x dato dall'intersezione fra il piano equatoriale della ruota ed il piano orizzontale, ed orientato in direzione del moto del centro ruota, asse z ortogonale al piano della strada ed asse y tale da formare con gli altri una terna levogira: questo sistema di riferimento, di versori $\{\vec{e}_x, \vec{e}_y, \vec{e}_z\}$, è detto *sistema di riferimento privilegiato* (fig. 2.4).

Si consideri a questo punto un moto rigido per il cerchio caratterizzato da una traslazione del centro ruota con velocità \vec{V} parallela al piano orizzontale, da un'eventuale rotazione dell'asse di simmetria del cerchio attorno al centro ruota con velocità $\vec{\omega}$, ortogonale al piano orizzontale, e da una rotazione del cerchio attorno allo stesso asse con velocità angolare Ω . L'angolo formato dalla velocità \vec{V} e l'asse x è detto *angolo di deriva* (oppure *angolo di slip*) ed è solitamente indicato con la lettera greca α .

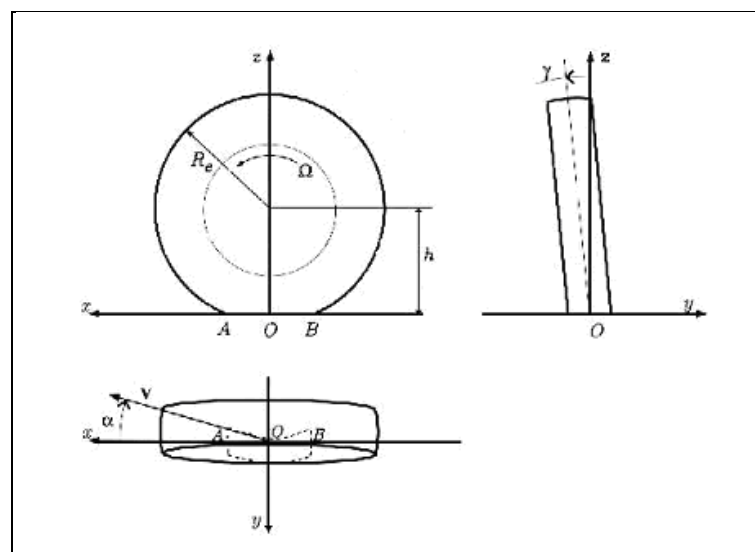


Fig. 2.4 – Sistema di riferimento privilegiato

Per descrivere il moto di una ruota dotata di pneumatico si utilizza una grandezza vettoriale detta *scorrimento*, o *slip*, definita come:

$$\vec{s} = \frac{\vec{V} + \vec{\Omega} \wedge \vec{R}}{V_x}$$

dove

\vec{V} è la velocità del centro ruota, parallela al piano orizzontale;

$\vec{\Omega}$ è la velocità angolare del cerchio;

\vec{R} è il raggio di puro rotolamento;

V_x è la componente lungo x di \vec{V} .

La quantità $\Omega \cdot R$ è detta *velocità di puro rotolamento*, ed è la velocità assunta dal centro del cerchio, rispetto al piano orizzontale, quando la ruota rotola in suddette condizioni [12].

Rispetto agli assi cartesiani di riferimento, si ha:

$$\begin{cases} s_x = \frac{V_x - \Omega R}{V_x} \\ s_y = \frac{V_y}{V_x} \end{cases}$$

La quantità s_x è chiamata *scorrimento longitudinale* (o *slip longitudinale*), mentre la quantità $s_y = -\tan\alpha$ è detta *scorrimento laterale* (o *slip laterale*).

Per quanto riguarda lo slip longitudinale, si distinguono i seguenti casi notevoli:

1) Ruota in condizioni di puro rotolamento:

$$V_x = \Omega R \Leftrightarrow s_x = 0$$

2) Rotazione del cerchio ruota attorno al proprio asse, ma fermo rispetto alla strada (slittamento globale da ruota traente):

$$V_x = 0 \Leftrightarrow s_x = -\infty$$

3) Traslazione del cerchio in moto rigido (slittamento globale da ruota bloccata in frenata):

$$\Omega = 0 \Leftrightarrow s_x = 1$$

Per quanto riguarda, invece, lo slip laterale, è facile vedere che per piccoli angoli di deriva, che è la condizione tipica di funzionamento delle ruote degli autoveicoli su asfalto compatta ed asciutta, risulta $s_y \approx -\alpha$.

2.3 Cenni sull'area di contatto

Lo studio dell'area di contatto di uno pneumatico è estremamente complesso per molte ragioni. Il battistrada è una superficie a doppia curvatura, poiché ne è dotato sia in senso circonferenziale sia in senso radiale. Inoltre, data l'elevata flessibilità dello pneumatico, l'estensione e la forma dell'area di contatto dipendono dai carichi applicati e dalle condizioni operative. In virtù della sua complessità, la trattazione completa dell'argomento esula dagli scopi di questo studio. Verrà, pertanto, fornito solo qualche breve cenno riguardante gli pneumatici *passenger*.

In prima approssimazione, l'area di contatto può essere ritenuta di forma rettangolare; tale semplificazione è tanto più vera quanto minore è l'*aspect ratio* di uno pneumatico. La sua estensione, a pari pressione di gonfiaggio, è funzione del carico verticale agente, nonché dell'angolo di camber, il quale, insieme all'angolo di deriva, ne determina anche la variazione della forma.



Fig. 2.5 – L'area di contatto di uno pneumatico

In figura 2.5 è riportata l'impronta a terra rilevata con il metodo dell'*ink footprint* [10], comunemente usato dalle aziende produttrici di pneumatici.

Come già accennato, la doppia curvatura della struttura richiede che lo pneumatico debba essere allungato, compresso e piegato per riprodurre la superficie della strada. Queste deformazioni generano un campo di sollecitazioni, all'interno dell'area di contatto, non uniforme.

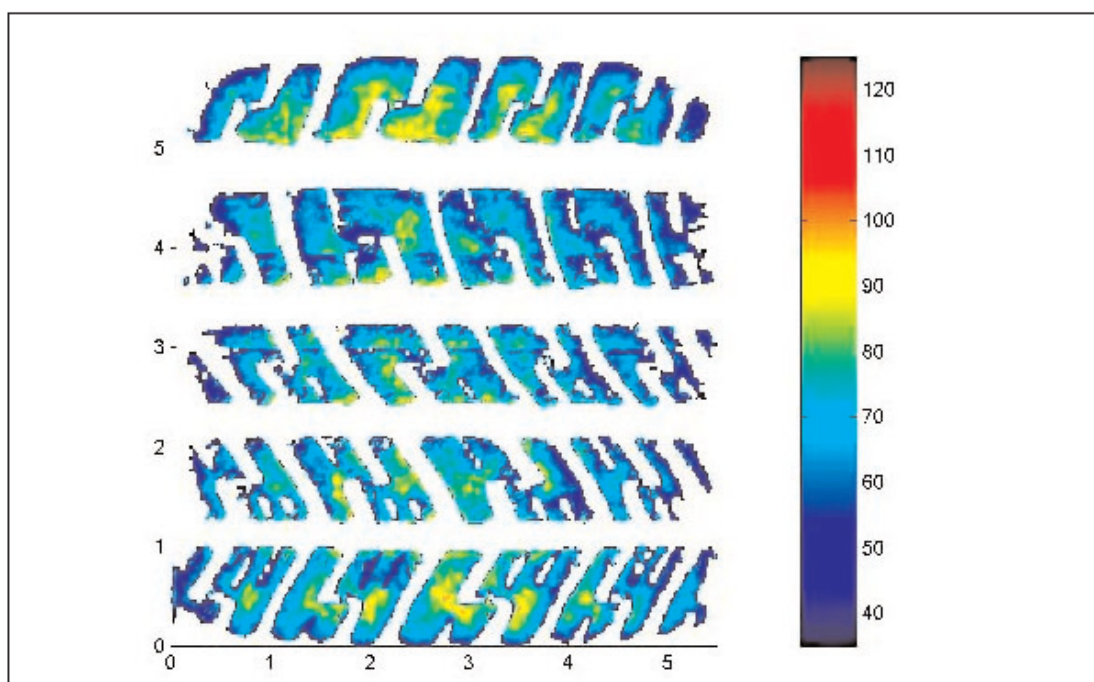


Fig. 2.6 – Andamento delle sollecitazioni normali nell'area di contatto

In figura 2.6 è riportata la distribuzione delle sollecitazioni normali all'interno dell'impronta di contatto, misurata con un metodo a luce riflessa [10]. In maniera analoga, anche la distribuzione delle sollecitazioni longitudinali e laterali non sarà uniforme nell'impronta. Tale aspetto è mostrato in figura 2.7, la quale si riferisce ad uno pneumatico *passenger* supposto privo di scolpiture e con angoli di deriva e di camber nulli. Nella figura è stato introdotto un sistema di riferimento cartesiano con asse X diretto lungo il moto, asse Z verticale ed asse Y diretto in direzione trasversale.

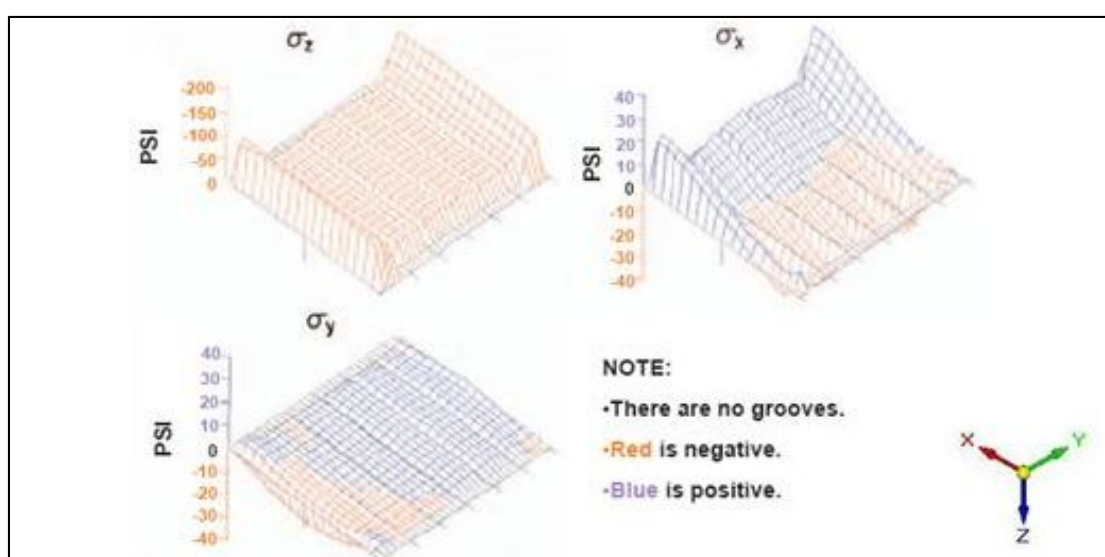


Fig. 2.7 – Distribuzione della sollecitazione normale, longitudinale e laterale nell'area di contatto

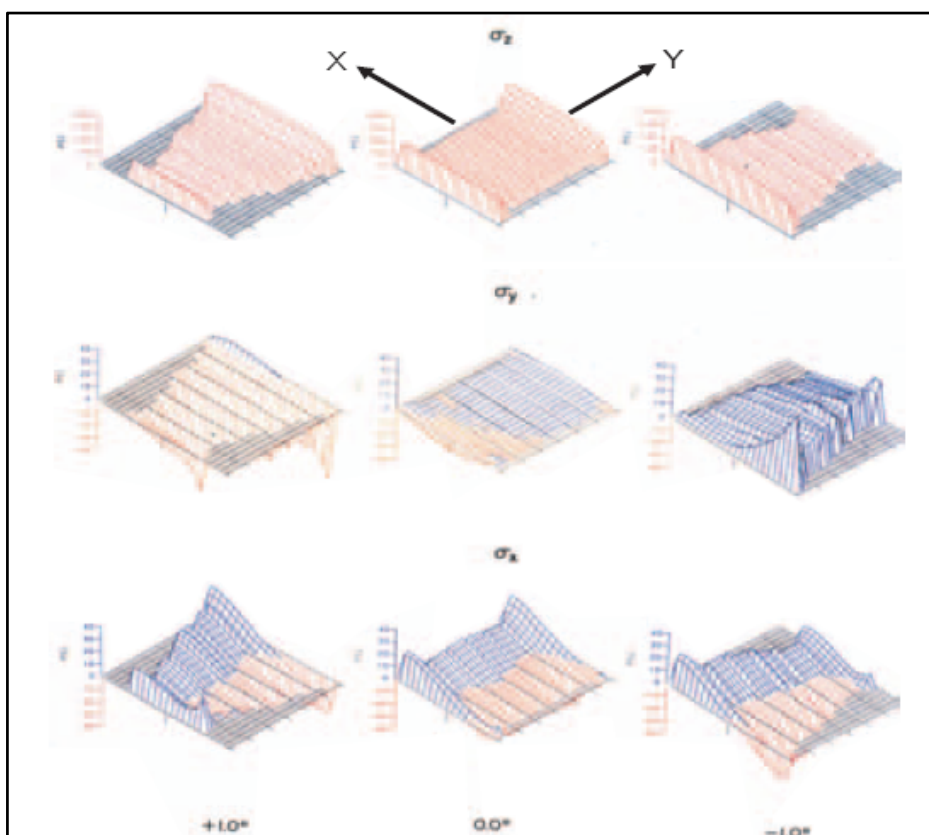


Fig. 2.8 – Effetto dell'angolo di deriva sul campo di forze locali nell'impronta di contatto

Un angolo di deriva diverso da zero modifica la distribuzione locale delle sollecitazioni nell'area di contatto, come mostrato in figura 2.8. In base alla definizione [10], un valore dell'angolo di slip negativo indica una curva a sinistra. Viceversa, un angolo positivo è indice che lo pneumatico è impegnato in una curva a destra. Per quanto riguarda l'intensità delle tensioni, dalla figura si nota chiaramente come sia sensibile l'influenza dello *slip angle* e, in particolare, come la zona più sollecitata risulti la spalla esterna alla curva per tutte e tre le sollecitazioni. Per quanto attiene, invece, la distribuzione delle tensioni, si nota il considerevole cambio di forma del campo al variare della deriva.

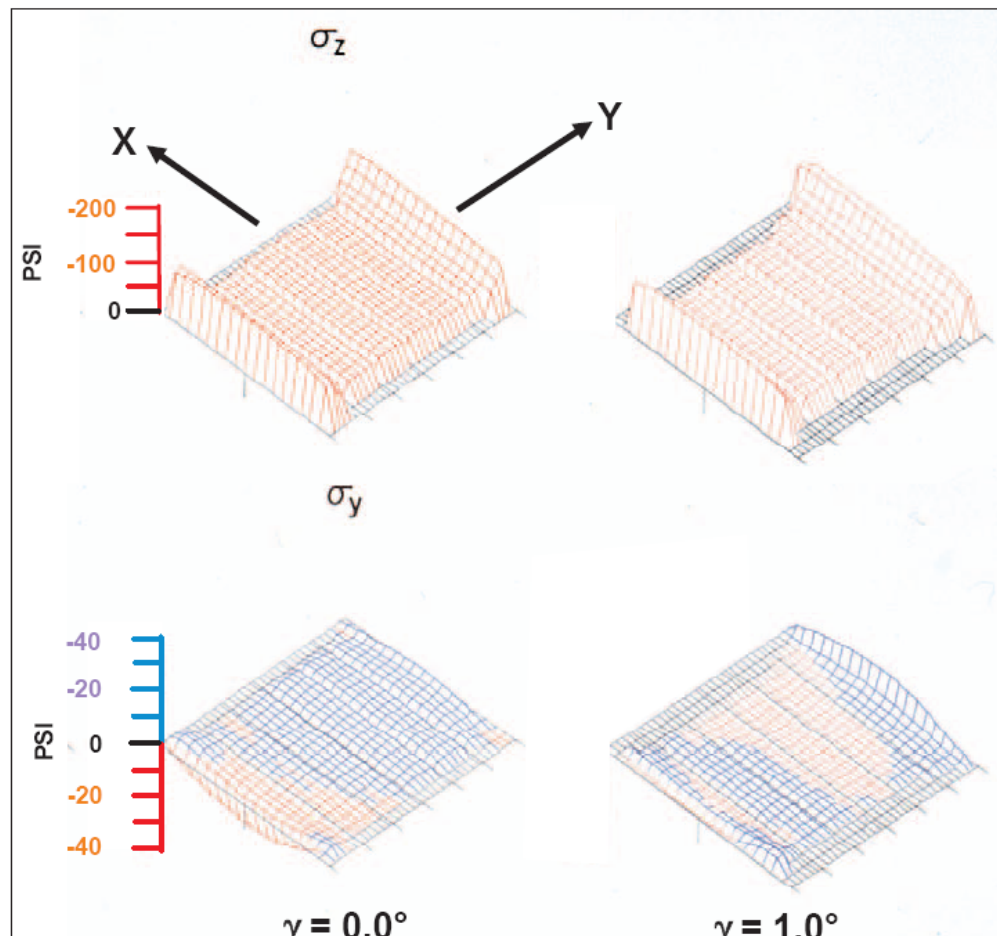


Fig. 2.9 – Effetto dell'angolo di camber sul campo di forze locali nell'impronta di contatto

In fig. 2.9 è mostrata l'influenza, sempre sulla distribuzione di sollecitazioni, di una variazione dell'angolo di camber. In questo caso si nota la minima influenza che l'angolo ha sulla tensione normale rispetto al caso precedente. La tensione lungo y, invece, risente delle variazioni di camber, specie sulle spalle dove si riscontrano forti variazioni dell'intensità.

È da notare, poi, che la zona maggiormente sollecitata dell'area di contatto è sempre quella posteriore, come si evince dalla seguente figura 2.10, in cui è riportato l'andamento della sollecitazione longitudinale in frenata (analogo discorso vale in accelerazione).

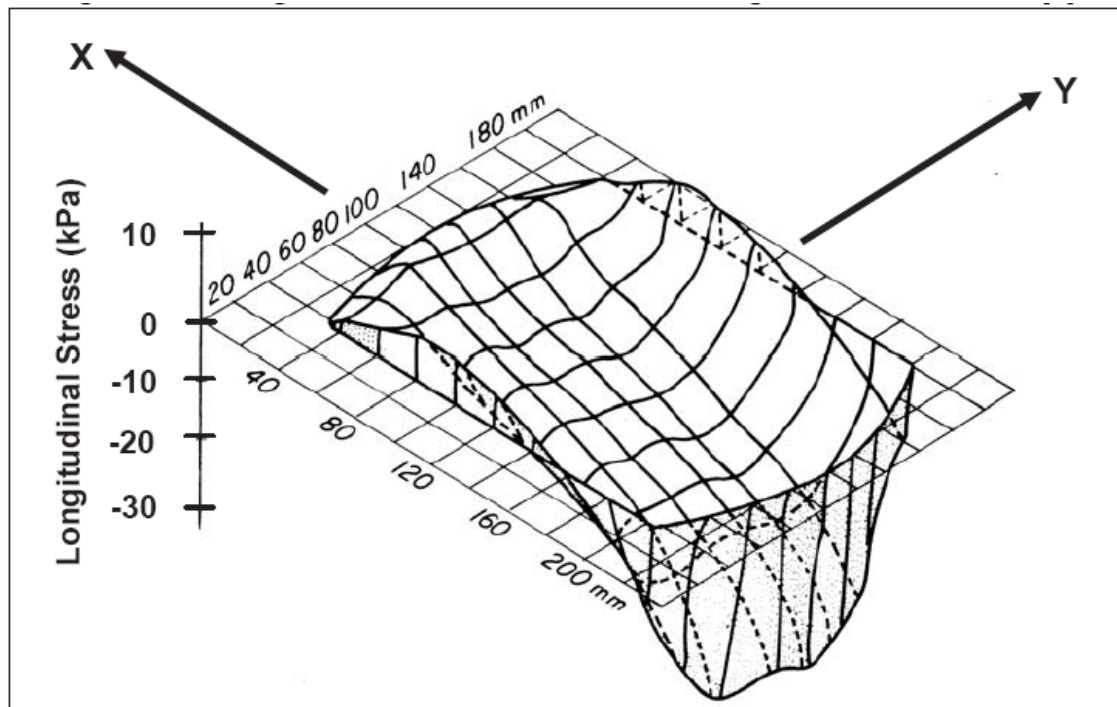


Fig. 2.10 – Distribuzione della sollecitazione longitudinale in frenata nell'impronta di contatto

Infine, la pressione di gonfiaggio riveste notevole importanza nella forma e nell'estensione dell'impronta a terra. In particolare, eccessive pressioni ne riducono l'estensione lasciandone pressoché inalterata la forma². Insufficienti pressioni di gonfiaggio alterano sensibilmente la distribuzione di pressione di contatto. In figura 2.11 è riportata, a sinistra, l'impronta di contatto statica (col metodo dell'*ink footprint*) per uno pneumatico in condizioni di corretta pressione di gonfiaggio, e, a destra, quella di uno pneumatico in condizioni di pressione di gonfiaggio nulla. Sotto, inoltre, è visibile la distribuzione della pressione di contatto in condizioni di lento rotolamento (misurata col metodo *tekscan* [10]). Si nota, quindi, che uno pneumatico sgonfio è caratterizzato da una pressione di contatto al centro dell'impronta praticamente nulla. Tutte le sollecitazioni sono concentrate lungo le spalle.

² D'altro canto eccessive pressioni di gonfiaggio comportano un incremento degli slip con conseguente innalzamento della temperatura dello pneumatico durante il suo utilizzo.

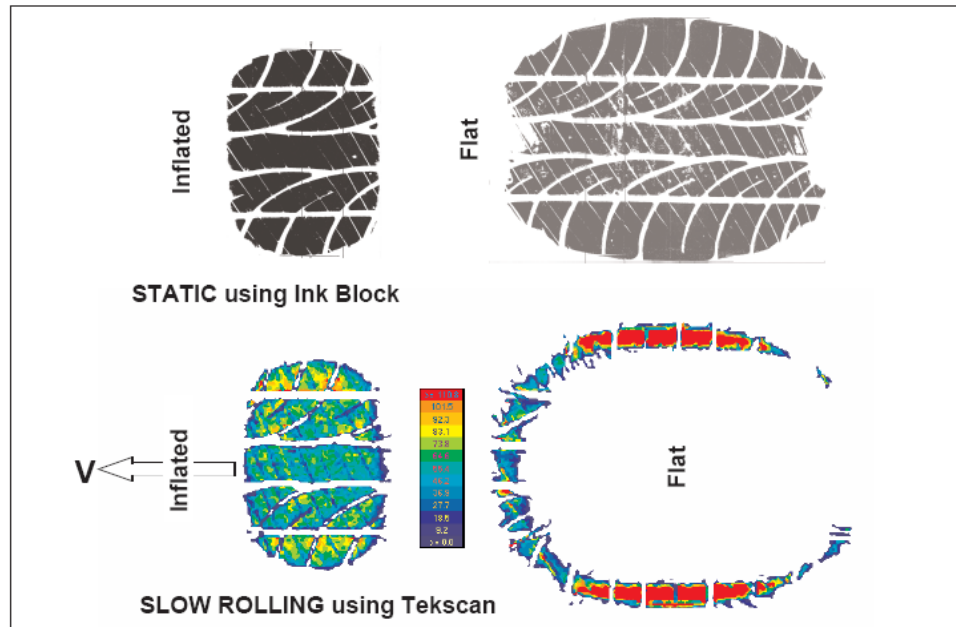


Fig. 2.11 – Influenza della pressione di gonfiaggio sull'impronta di contatto statica e sulla distribuzione della pressione di contatto, misurata in marcia lenta

2.4 Le forze d'interazione

La risultante dei carichi trasmessi tra ruota e strada, in generale, non passa per il centro dell'impronta O . Essa, pertanto, sarà equivalente ad un sistema costituito da una forza $F = (F_x, F_y, F_z)$ passante per O e da un momento di trasporto $M = (M_x, M_y, M_z)$.

Le componenti F_x, F_y ed M_z definiscono il sistema delle forze tangenziali:

\vec{F}_x = Forza longitudinale;

\vec{F}_y = Forza laterale;

\vec{M}_z = Momento di autoallineamento.

Le componenti M_x, M_y ed F_z , invece, definiscono il sistema delle forze normali:

\vec{M}_x = Momento di ribaltamento;

\vec{M}_y = Momento di resistenza al rotolamento;

\vec{F}_z = Forza verticale.

Le determinazioni sperimentali sugli pneumatici, ed i modelli fisici successivamente introdotti, hanno consentito di ricavare le leggi di interazione pneumatico-suolo. Esse mostrano che le forze normali risultano funzione dello schiacciamento, mentre le forze

tangenziali sono funzione dello scorrimento³. Per queste ultime, poi, è stata messa in luce l'assenza d'interazione longitudinale⁴ in corrispondenza di $s_x=0$, e l'assenza d'interazione laterale per $s_y=0$.

2.5 Determinazioni sperimentali dell'interazione pneumatico-strada

Fino ad alcuni anni fa, le leggi dell'interazione erano determinate per via esclusivamente sperimentale. Si allestivano macchine di prova in laboratorio che riproducevano il funzionamento di uno pneumatico su strada. Tali macchine erano dotate di apparecchiature per il rilevamento e la misura di grandezze cinematiche e dinamiche. In altri casi si realizzavano degli speciali carrelli sui quali montare lo pneumatico, sempre dotati di sistemi di misura, che venivano poi fissati ad autovetture appositamente allestite (fig. 2.12). Il veicolo veniva quindi posto in marcia a velocità costante con lo pneumatico di prova a contatto col suolo. Opportuni dispositivi a comando elettro-idraulico ne modificavano il carico normale e gli angoli caratteristici, in modo da poter rilevare come variavano le grandezze d'interazione al variare di questi parametri.

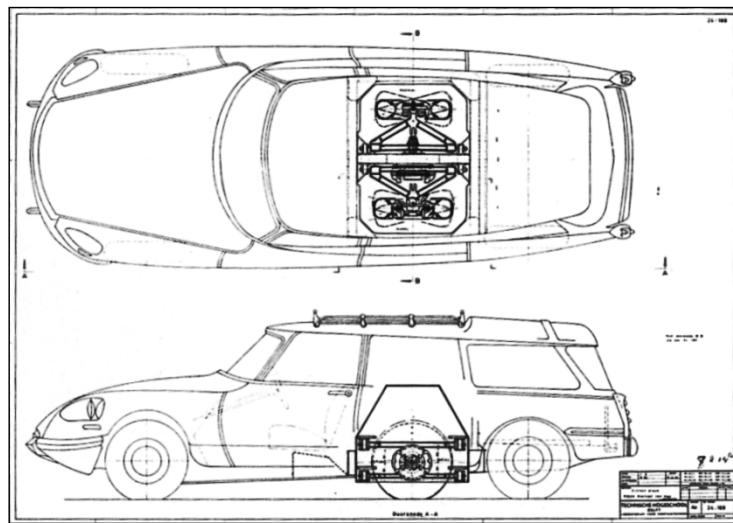


Fig. 2.12 – Veicolo di prova

Mentre l'utilizzo di questi veicoli è caduto in disuso, l'utilizzo di macchine per prove di laboratorio (fig. 2.13) è tutt'ora diffuso per la loro capacità di riprodurre con precisione le reali condizioni di funzionamento di uno pneumatico.

³ O di grandezze ad esso correlate.

⁴ Per ruote non soggette a forze traenti.

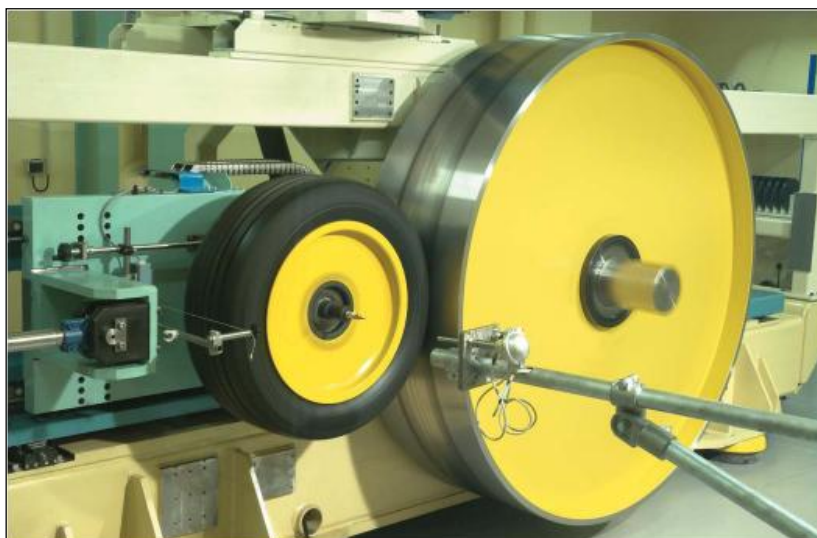


Fig. 2.13 – Una moderna macchina di prova

Le prove mettono innanzitutto in luce le leggi di distribuzione delle pressioni normali in condizioni statiche e dinamiche, nonché la dipendenza fra carico normale \vec{N} applicato al centro della ruota ferma e lo schiacciamento δ dello pneumatico. In particolare, è stata evidenziata una dipendenza lineare col carico normale per i valori di δ tipici delle normali condizioni di funzionamento (fig. 2.14 e 2.15). Tale legge viene chiamata *caratteristica d'interazione normale* e può essere *statica* o *dinamica*.

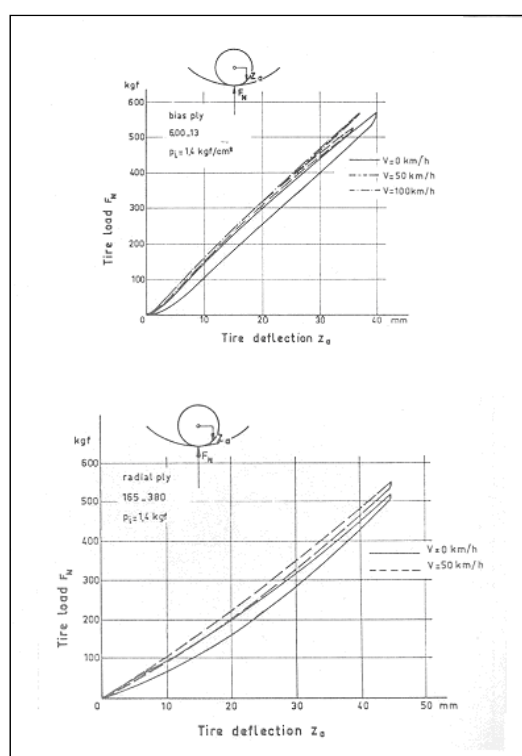


Fig. 2.14 – Caratteristiche d'interazione normali dinamiche rilevate con macchine a tamburo rotante (pneumatico su superficie interna)

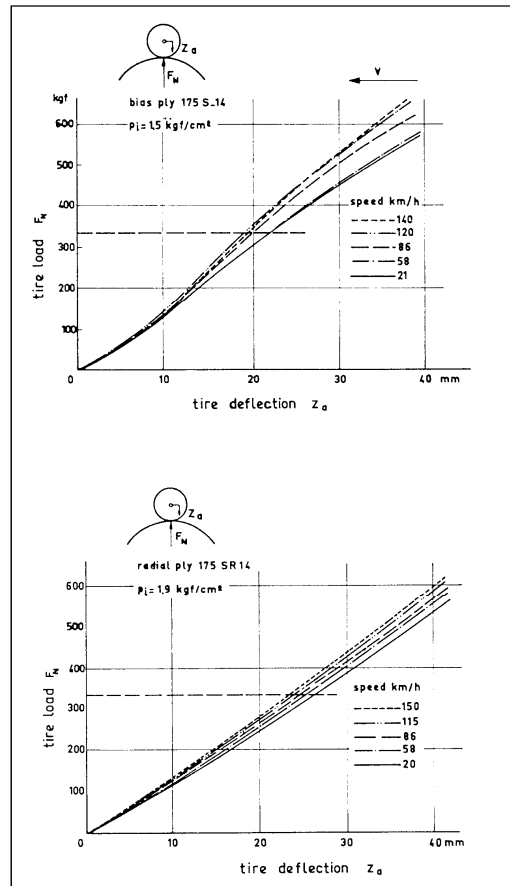


Fig. 2.15 – Caratteristiche d'interazione normali dinamiche rilevate con macchine a tamburo rotante (pneumatico su superficie esterna)

Per quanto riguarda l'interazione tangenziale, le suddette prove mostrano come l'elasticità del battistrada lo induca ad assumere configurazioni particolari quando sottoposto alle diverse sollecitazioni (fig. 2.16).

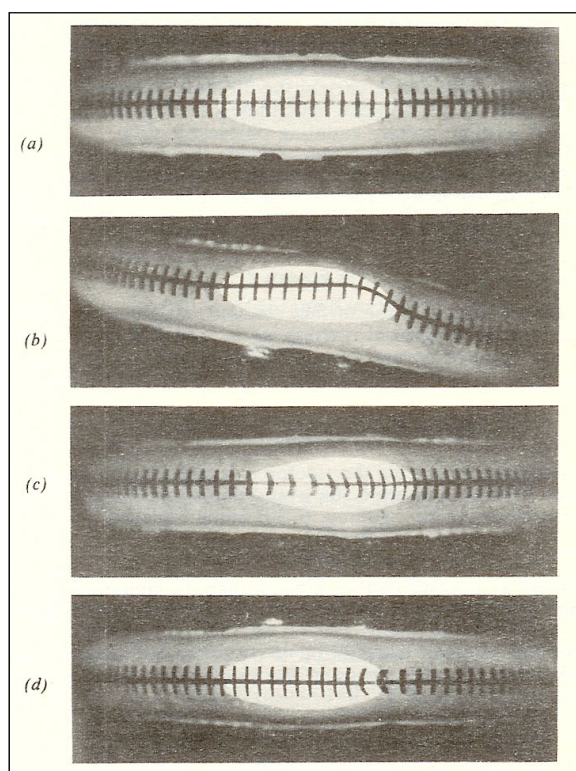


Fig. 2.16 – Configurazioni assunte dal battistrada di uno pneumatico soggetto a: a) rotolamento libero; b) deriva; c) accelerazione; d) frenata. Direzione di marcia da sinistra a destra. (Schallamach, 1960)

Il moto di puro rotolamento non è compatibile con l'applicazione di una coppia frenante o motrice all'asse della ruota. A causa della deformabilità dello pneumatico, si può scaricare a terra la coppia applicata⁵ solo in presenza di strisciamenti con la strada. È esperienza comune che all'aumentare della coppia applicata si raggiunge ad un certo punto la condizione di slittamento globale. Il passaggio da una condizione di ruota in aderenza a una condizione di slittamento non può avvenire con discontinuità. È quindi lecito supporre che vi siano sempre, con coppia applicata diversa da zero, degli strisciamenti locali. In condizioni normali di funzionamento essi non interessano, quindi, l'intera superficie di contatto, ma solo una parte di essa.

Si può immaginare l'impronta suddivisa in due parti. Nella prima, i punti di contatto non slittano, per cui si parla di "*zona in micro-aderenza*". Nell'altra si verificano strisciamenti, per cui si parla di "*zona in micro-slittamento*" (fig. 2.17). Questo fenomeno, caratteristico del comportamento dello pneumatico, va sotto il nome di "*condizione di pseudo-slittamento*".

La frazione di area di contatto in condizioni di strisciamento aumenta all'aumentare della coppia applicata.

⁵ Determinando così l'interazione tangenziale.

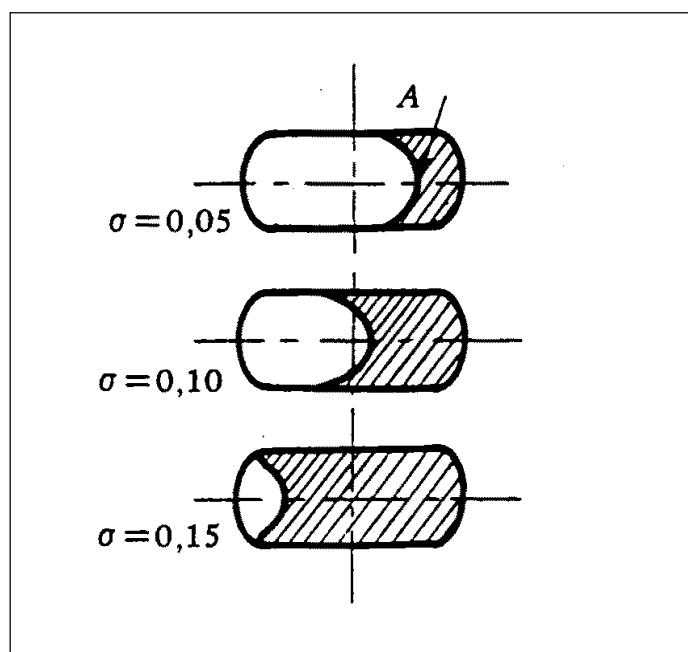


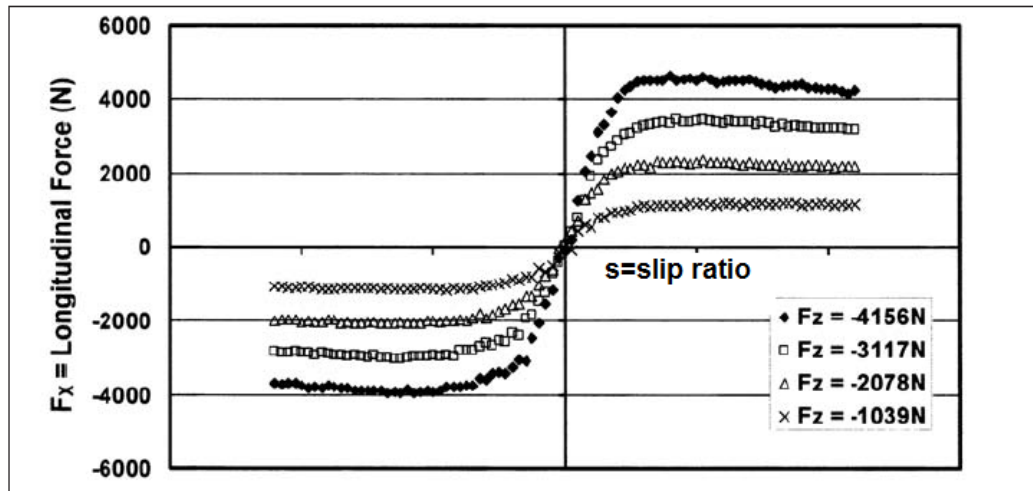
Fig. 2.17 – Estensione delle zone di aderenza e di slittamento nell'impronta di contatto al variare dello scorrimento, indicato con σ (zona di slittamento tratteggiata)

La forza d'interazione longitudinale \vec{F}_x su asfalto asciutto e con angolo di deriva nulla, risulta funzione dello scorrimento: è in prima approssimazione nulla per $s_x = 0$, e raggiunge un massimo per valori assoluti di s_x prossimi a 0.1 (in genere fra 0.05 e 0.15), al di sopra dei quali interviene slittamento di tutta l'area di contatto⁶. Una volta subentrata tale condizione, l'intensità della forza d'interazione decresce fino ad un valore che può variare dai $\frac{3}{4}$ del valore massimo fino a quasi il massimo stesso, per valori di s_x tendenti rispettivamente a $-\infty$ nel caso di ruota traente ed a 1 nel caso di ruota frenata. La legge con cui \vec{F}_x varia in funzione dello scorrimento a deriva nulla è detta *caratteristica d'interazione longitudinale pura* (fig. 2.18).

Indagini più accurate consentono infine di evidenziare il fenomeno della *sensibilità al carico normale*: la caratteristica d'interazione normalizzata⁷ risulta decrescente con esso. La forza d'interazione longitudinale, infatti, cresce in maniera meno che proporzionale rispetto al carico normale a parità di scorrimento longitudinale.

⁶ La caratteristica d'interazione longitudinale, in realtà, non è proprio nulla in corrispondenza di slip nullo. Per questo valore dello scorrimento, infatti, si misura una forza non nulla opposta al moto, corrispondente alla forza d'attrito volvente dello pneumatico.

⁷ Rispetto al carico normale.


 Fig. 2.18 – Caratteristica d'interazione longitudinale, parametrizzata per vari F_z

Nell'interazione laterale da deriva⁸, nell'ipotesi d'interazione longitudinale nulla, lo pneumatico manifesta un comportamento qualitativamente identico a quello appena visto, ma con deformazioni – e quindi tensioni – ortogonali alla linea equatoriale indeformata. Tali deformazioni sono crescenti linearmente dalla linea d'imbocco fino alla zona di microslittamento; da questo punto fino all'uscita, la deformazione decresce con legge approssimativamente parabolica. Lo stesso andamento appena descritto è seguito dalla tensione tangenziale. La lunghezza dell'area di aderenza dipende dall'angolo di deriva.

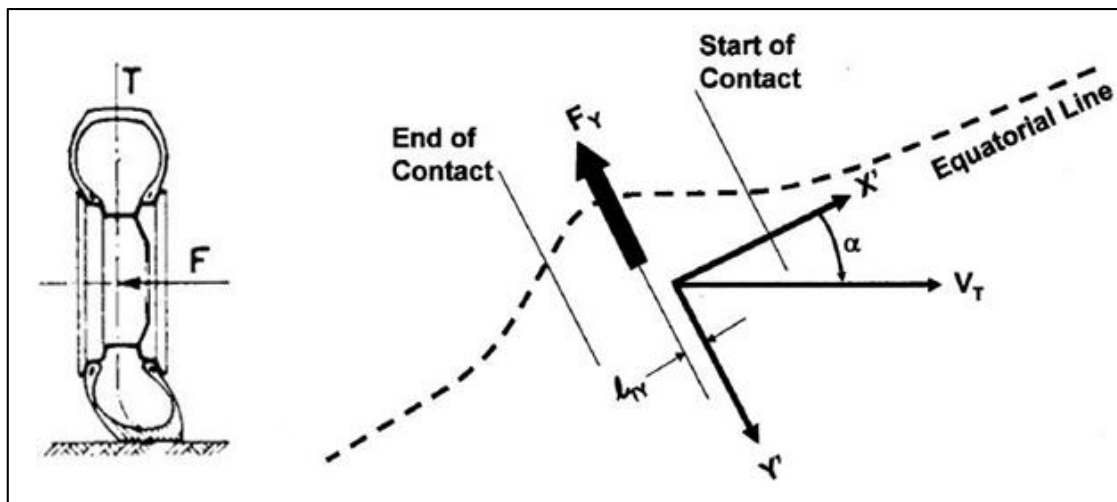


Fig. 2.19 – Geometria dello pneumatico soggetto ad interazione laterale da deriva: a) sezione meridiana ortogonale alla strada della ruota; b) deformazione della linea equatoriale del battistrada

La forza d'interazione laterale \vec{F}_y presenta una legge che è funzione dell'angolo di deriva α detta, in presenza di scorrimento longitudinale nullo, *caratteristica d'interazione laterale pura da deriva* (fig. 2.20). Essa mostra un andamento qualitativamente non molto dissimile da quella longitudinale, con forza nulla per $\alpha = 0$, un massimo per valori di α di

⁸ Tipica dello pneumatico con veicolo inserito in curva.

circa 10-15° per un'autovettura su asfalto asciutto ed un andamento lentamente decrescente per valori superiori.

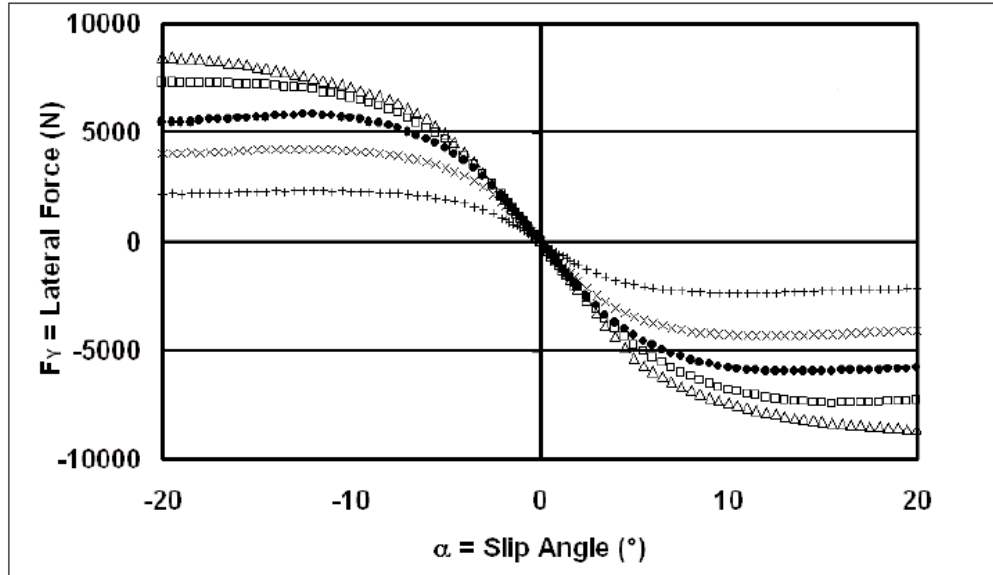


Fig. 2.20 – Caratteristica d'interazione laterale da deriva parametrizzata rispetto ad F_z

Si definisce, inoltre, *rigidezza a deriva* di uno pneumatico, la pendenza che la curva della caratteristica di interazione laterale presenta nell'origine. Tale grandezza è di notevole importanza nello studio dell'interazione pneumatico-suolo, in quanto dà un'indicazione della prontezza di risposta dello pneumatico. Rigidezze elevate sono, dunque, sinonimi di uno pneumatico molto reattivo. D'altro canto uno pneumatico con bassa rigidezza a deriva risulta più idoneo alla produzione di serie in quanto garantisce all'utente medio la percezione del limite di instabilità del veicolo.

La forza d'interazione laterale, a sua volta, quando non passa per il centro ruota, determina nell'impronta un momento avvertibile dal conducente del veicolo sottoforma di azione di ritorno dello sterzo in posizione neutra.

Esso è detto *momento di autoallineamento* $\overrightarrow{M_z}$ (fig. 2.21): ha un massimo su asfalto asciutto per un angolo di deriva tra i 2° ed i 6°, e si annulla in condizioni di perdita di aderenza, ossia in corrispondenza di un angolo di deriva compreso fra i 10° ed i 15°, detto *angolo di deriva critico*.

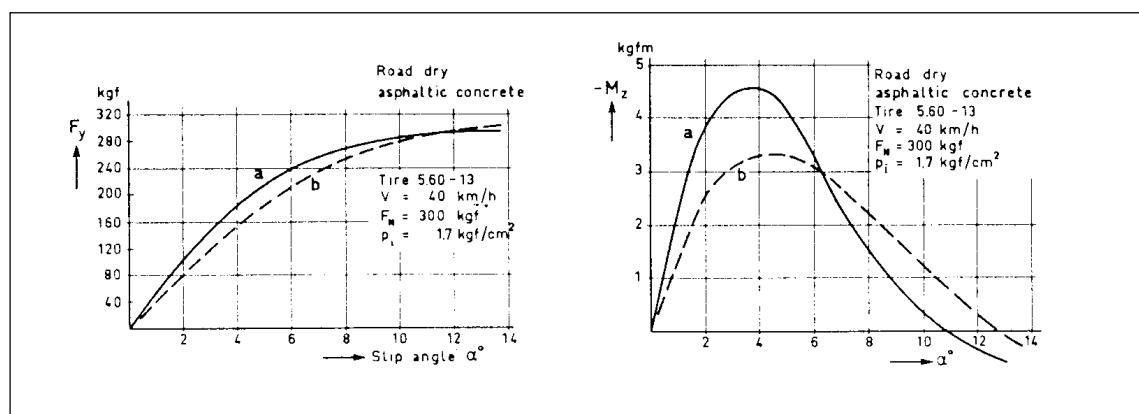


Fig. 2.21 – Caratteristica d’interazione laterale e momento di autoallineamento per pneumatici di differente costruzione

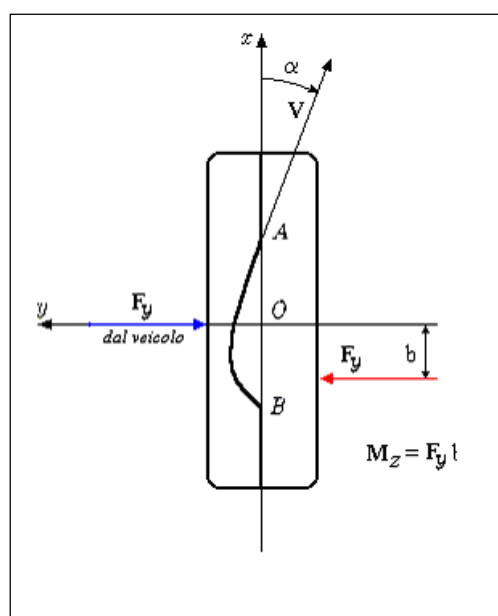


Fig. 2.22 – Angolo di deriva e momento di autoallineamento

E' possibile infine rilevare che uno pneumatico impegnato in un'interazione tangenziale di tipo, per esempio, laterale, è in grado di sviluppare una forza d'interazione longitudinale massima minore rispetto al caso di deriva nulla. Viceversa, in presenza di uno scorrimento longitudinale, ovvero di una forza d'interazione longitudinale, lo pneumatico è in grado di esercitare una forza d'interazione laterale massima complessivamente inferiore a quella in condizioni di scorrimento nullo. Si può qualitativamente affermare che ogni pneumatico ha a propria disposizione un "capitale di aderenza" da spendere in un'interazione piuttosto che in un'altra: quando impegna parte di questo capitale in un'interazione, ne resta di meno per l'altra.

Successive determinazioni sperimentali hanno consentito di tracciare un diagramma detto *ellisse di aderenza* (fig. 2.25) che mostra come variano le massime forze tangenziali esplicabili da uno pneumatico lungo un asse del sistema di riferimento rispetto a quelle relative all'altro asse.

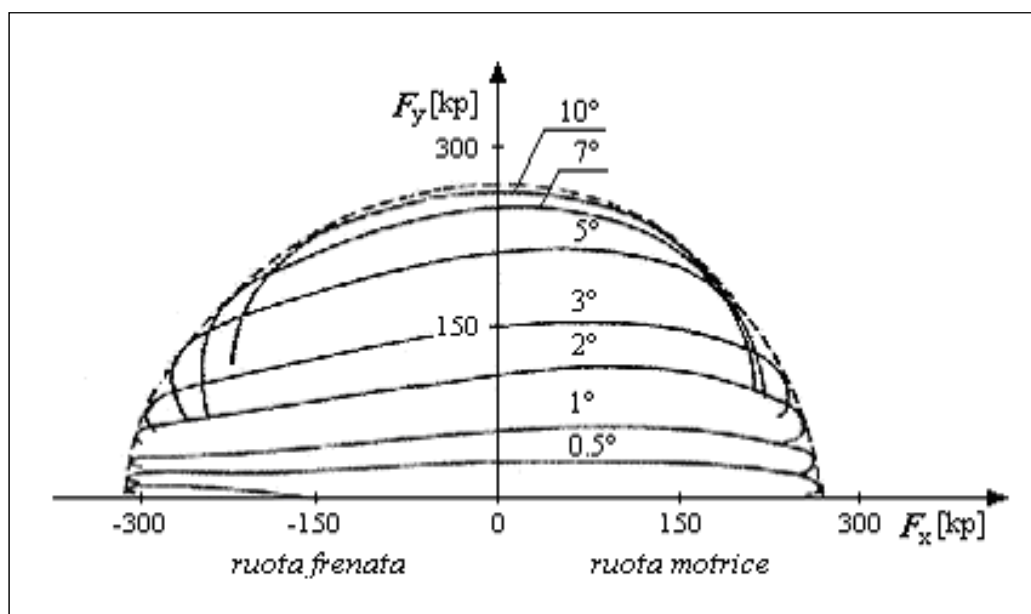


Fig. 2.23 – Ellisse d'aderenza

Come anticipato nel capitolo precedente, il comportamento di uno pneumatico da Formula 1 differisce notevolmente da quello di un *passenger*. A conferma di ciò si riportano due grafici (fig. 2.22 e 2.23) relativi alla caratteristica di interazione laterale per tale tipo di pneumatico sia anteriore che posteriore.

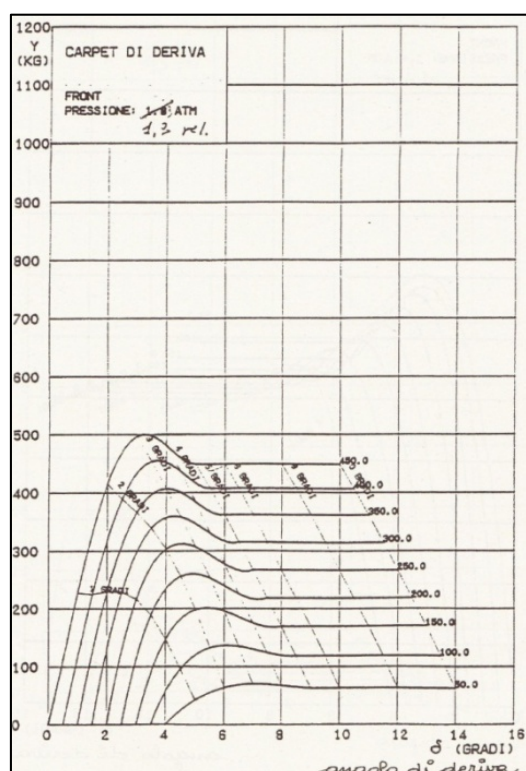


Fig. 2.24 – Caratteristica di interazione laterale relativa ad uno pneumatico anteriore da Formula 1. Le curve sono parametrizzate in funzione di F_z .

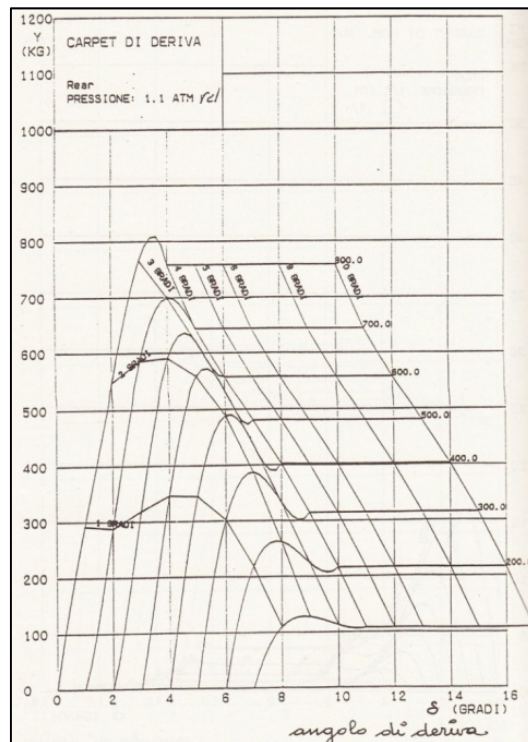


Fig. 2.25 – Caratteristica di interazione laterale relativa ad uno pneumatico posteriore da Formula 1. Le curve sono parametrizzate in funzione di F_z .

Nonostante le figure si riferiscano a pneumatici dell'inizio degli anni '90, sono utili per fare alcune considerazioni. Si apprezza l'elevata rigidezza a deriva che uno pneumatico da competizione presenta rispetto ad un *passenger*, nonché i limitati angoli di deriva massimi che si raggiungono⁹.

2.6 Il Grip

Lo scambio di forze tra pneumatico e suolo dipende dall'attrito che esso ha con la superficie stradale.

La gomma genera attrito principalmente in tre modi [13]: adesione, deformazione e , secondo alcune teorie, anche attraverso l'usura.

⁹ A tal proposito si tenga presente che le curve, per motivi di chiarezza sono traslate orizzontalmente, come esposto dallo stesso autore [11]. Esse, pertanto, partono tutte dallo zero.

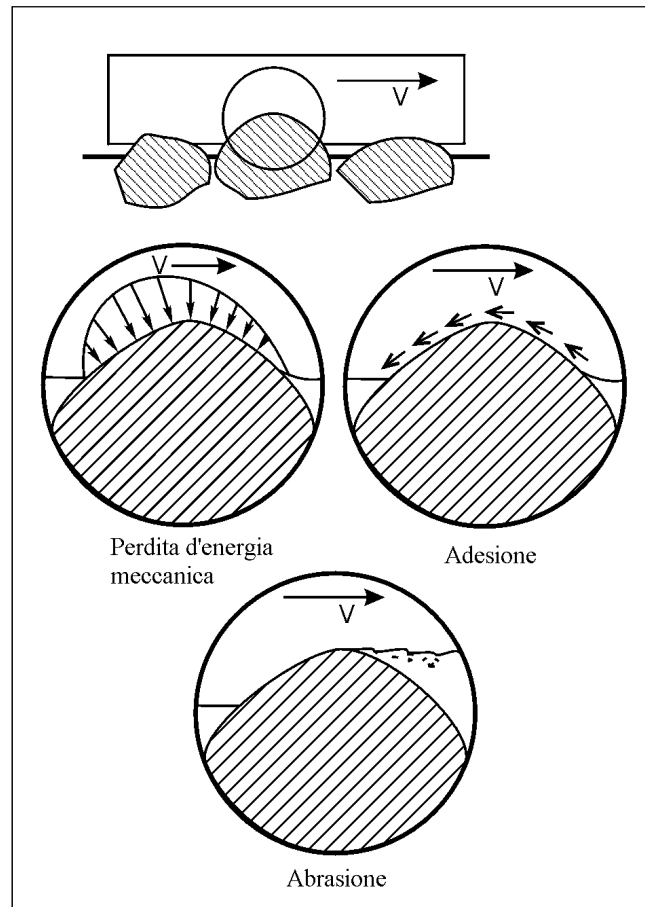


Fig. 2.26 – Le tre principali componenti dell'attrito radente nei materiali polimerici

È pertanto possibile scrivere per l'attrito della gomma la seguente equazione:

$$F_{\text{tot}} = F_{\text{adesione}} + F_{\text{isteresi}} + F_{\text{usura}}$$

2.6.1 Adesione

In seguito all'apposizione di un carico sul sistema materiale, gli atomi superficiali di uno dei due materiali, appartenenti alle areole direttamente impegnate nel contatto, distano pochi Ångströms dagli atomi superficiali dell'altro materiale, quindi sono a distanze paragonabili alle somme dei loro rispettivi raggi atomici, mentre gli atomi della parte di superficie non direttamente impegnata nel contatto sono a diverse centinaia di migliaia di Å di distanza. Dato che i campi di forze generati dagli atomi sono molto intensi fino a distanze non superiori a 10 Å, si avranno interazioni superficiali in corrispondenza delle areole di giunzione, dove si stabiliscono forze attrattive di adesione simili alla tensione superficiale dei liquidi: queste forze sono note come forze di Van Der Waals, e si aggiungono a quelle di Holm nella formazione delle microsaldature a freddo (o microgiunzioni) dovute ad affinità chimica dei materiali a contatto.

2.6.2 Isteresi

La gomma in contatto con una superficie liscia genera attrito principalmente per adesione. Quando la gomma è in contatto con una superficie scabra, un altro meccanismo, la deformazione, entra in gioco.

Quando due corpi a contatto e sottoposti a forza di chiusura si muovono di moto relativo qualsiasi, i rispettivi materiali risultano sottoposti a deformazioni nelle zone circostanti l'area di contatto. Queste deformazioni sono in generale dovute ai passaggi sulle asperità, agli urti con queste, al rotolamento di un corpo sull'altro, alla propagazione delle vibrazioni, e così via. Esse risultano variabili durante tutto il moto, con legge periodica o casuale, ed in maniera tale da definire una successione di cicli.

Tuttavia, l'energia impegnata per realizzare queste deformazioni non viene mai restituita quando le deformazioni stesse si annullano nuovamente, a causa di perdite insite nei materiali.

Un materiale soggetto all'applicazione di una sollecitazione di trazione o di compressione σ , come è noto, risponde sempre con una deformazione ε , e questa risposta è esprimibile attraverso un diagramma *diagramma σ - ε , tensioni-deformazioni*.

Un materiale polimerico, quale è la gomma, sottoposto a cicli di deformazione descrive sul diagramma σ - ε sempre un'area non nulla, anche quando il ciclo di deformazione è realizzato in maniera quasi-statica, e se poi il ciclo viene realizzato repentinamente, allora l'area risulta notevolmente incrementata.

Questi materiali, infatti, oltre a manifestare comportamento elastico non lineare sono caratterizzati da un forte comportamento viscoso cui corrisponde un'elevata dipendenza dell'area del ciclo dalla velocità delle deformazioni, e sono dotati di un'ulteriore proprietà detta *isteresi*, che si traduce in una perdita di energia meccanica che si manifesta anche nei cicli deformativi condotti in maniera quasi-statica. Per questo motivo i materiali polimerici sono detti anche *visco-elastici* ed *isteretici*.

Per quanto riguarda la visco-elasticità, il ciclo di deformazione ad essa dovuta risulta essere dipendente dalla frequenza, ossia dalla velocità di deformazione. Un ciclo del genere è caratterizzato da una deformazione che avviene con legge armonica di pulsazione uguale a quella della tensione e con un certo ritardo di fase δ .

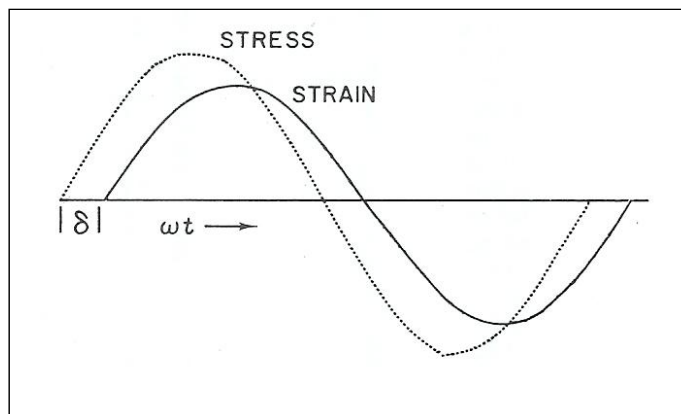


Fig.2.27 – Diagramma tensioni-deformazioni in funzione del tempo relativo al ciclo di un modello visco-elastico

Detta $\sigma_{v,0}$ la massima tensione visco-elastica esercitata in un ciclo ed ε_0 la massima deformazione, è possibile definire il *modulo dinamico* come il numero complesso

$$E^* = E' + iE''$$

in cui

$$E' = \left(\frac{\sigma_{v,0}}{\varepsilon_0} \right) \cos \delta$$

$$E'' = \left(\frac{\sigma_{v,0}}{\varepsilon_0} \right) \sin \delta$$

Si utilizza la quantità $\tan \delta = \frac{E''}{E'}$ come parametro di base per esprimere le perdite di energia per visco-elasticità.

Per quanto riguarda invece la sola isteresi, il ciclo sarà indipendente dalla velocità di deformazione, e quindi dalla frequenza del ciclo, e rappresenta una perdita d'energia meccanica che si manifesta comunque nelle gomme, qualunque sia il ciclo di deformazione a cui queste sono soggette.

Il fenomeno della perdita di energia meccanica connessa ai cicli di deformazione dei materiali visco-elastici ed isteretici rientra nella determinazione delle forze che si oppongono al moto di strisciamento: il passaggio di una superficie di suddetto materiale su di un'asperità produce un ciclo deformativo in ciascun elemento di volume del materiale stesso in prossimità della zona di contatto.

Quando il materiale viene compresso da un'asperità, riceve energia di deformazione cui corrisponde un'azione contraria al moto; quando poi lo stesso materiale supera l'asperità, si scarica, cedendo di nuovo energia meccanica cui corrisponde un'azione nello stesso verso del moto. A causa della perdita di energia, però, l'energia di deformazione non viene integralmente restituita, ossia le azioni nel verso del moto non raggiungono la stessa intensità di quelle contrarie.

Lo stato tensionale risultante sulla superficie deformata, così, risulta essere asimmetrico ed opposto al moto.

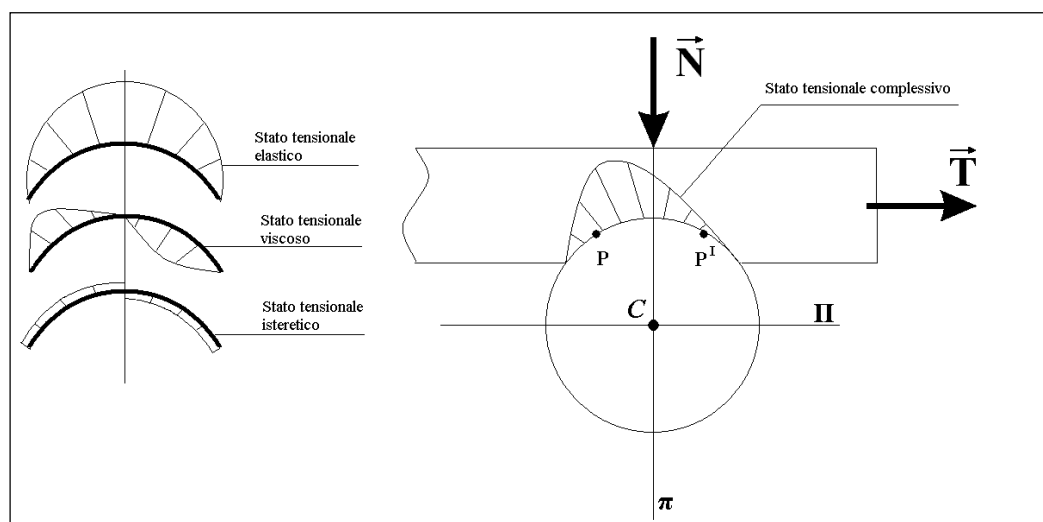


Fig.2.28 – Stato tensionale compressivo agente sulla superficie

Se si considera allora, nel caso reale, la superficie di un materiale visco-elastico ed isteretico che striscia su di un'asperità di un materiale più rigido, nella prima ipotesi che l'asperità non sia acuminata, e quindi abrasiva, su questa superficie agiranno due forze contrarie al moto: quella derivante dall'adesione che si oppone allo strisciamento del polimero sull'asperità, secondo il meccanismo visto in precedenza, e quella derivante dalle perdite di energia meccanica, che interessa le deformazioni di compressione e scarico del materiale mentre questo scavalca l'asperità.

Da notare inoltre che il meccanismo delle perdite di energia meccanica compare solo quando c'è moto, non in condizioni statiche: questo fenomeno, detto *attrito da perdite di energia meccanica*, quindi, si aggiunge agli altri solo durante il movimento. Questo spiega perché nei solidi polimerici, spesso la caratteristica d'attrito è, almeno per un certo tratto, superiore al coefficiente d'attrito statico.

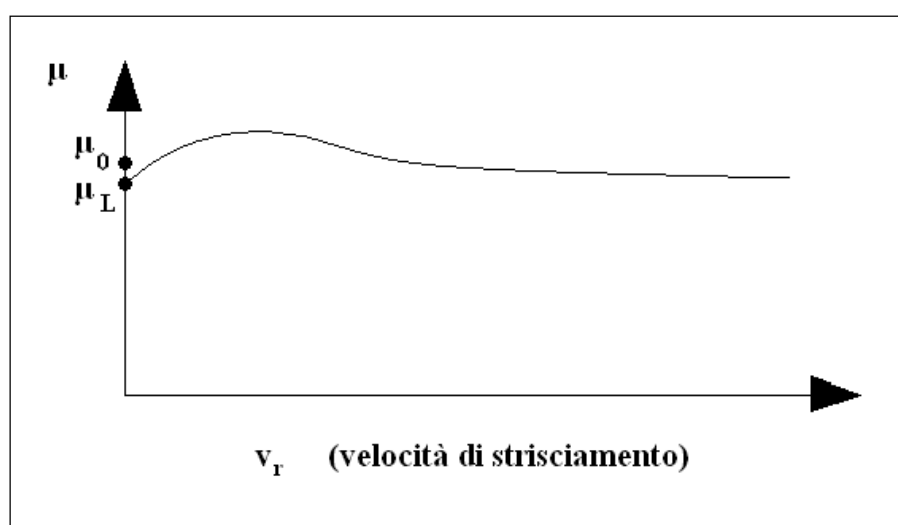


Fig.2.29 – Caratteristica d'attrito della gomma a temperatura e carico normale costanti

2.6.3 Usura

In aggiunta alle componenti adesive e di deformazione, alcune teorie sostengono che l'attrito della gomma sia dovuto anche a lacerazione ed usura. Quando la deformazione e la velocità di slittamento crescono, le tensioni locali possono superare la resistenza della gomma deformando la struttura interna oltre il punto di recupero elastico. Fino a lacerare il materiale. Tale fenomeno produce assorbimento di energia, generando un'aliquota addizionale per la forza di attrito nel contatto con una superficie. L'usura è l'ultimo risultato della lacerazione.

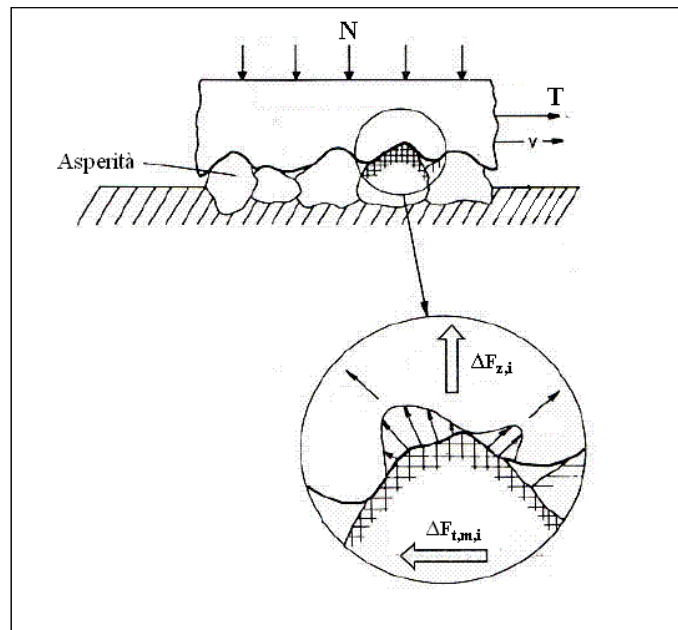


Fig.2.30 – Stato tensionale complessivo generato da un'asperità su di un materiale visco-elastico ed isteretico in assenza di adesione ed abrasione

2.6.4 La dipendenza dalla temperatura e dalla frequenza di deformazione

Il modulo di rigidità statico fornisce un parametro conveniente per individuare intervalli di temperatura all'interno di ciascuno dei quali è possibile definire particolari comportamenti di un elastomero. In particolare, a basse temperature, a causa della minore mobilità delle molecole, la gomma diventa rigida e fragile assumendo un comportamento vetroso, ed il modulo statico attinge i valori più elevati: questo comportamento interviene non appena la temperatura scende al di sotto di un certo valore detto "Temperatura di transizione vetroso" (T_g – *Glass transition temperature*). Questo valore di temperatura appartiene a sua volta ad un intervallo detto "Regione di transizione", all'interno del quale la gomma manifesta i cambiamenti di comportamento più sensibili, ovvero le variazioni di modulo più evidenti.

A temperature particolarmente elevate, di contro, la gomma perde elasticità e viscosità, avvicinandosi ad un comportamento fluido (ma comunque ancora elastico), con conseguente riduzione del modulo. In un campo di temperature, pertanto, è possibile individuare più regioni ognuna delle quali risulta caratterizzata da un particolare comportamento dell'elastomero, e definita perciò dal valore assunto dal modulo statico.

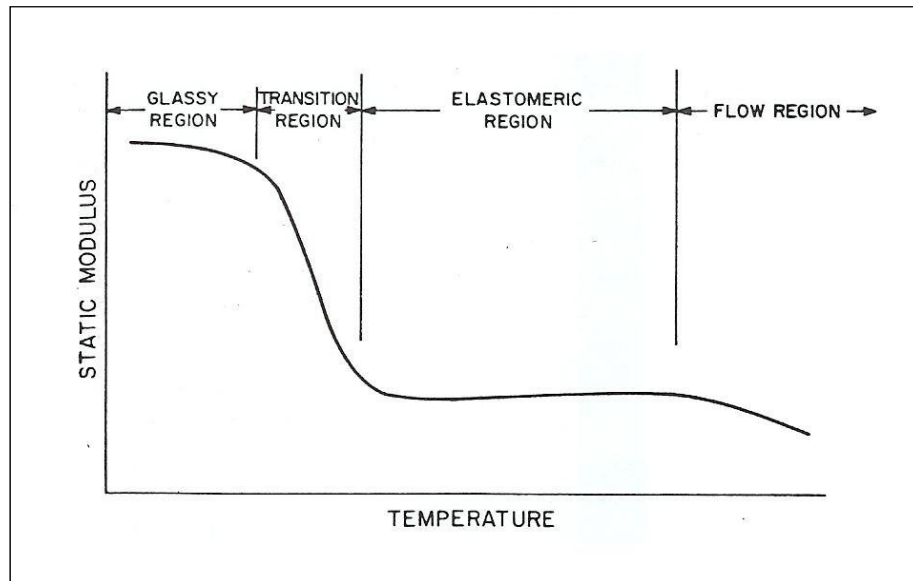


Fig.2.31 – Variazione del modulo statico con la temperatura per una gomma generica

Cambiamenti di questo tipo si riflettono naturalmente anche sulle proprietà dinamiche.

Riferendosi al solito sistema fisico sottoposto ad un qualsiasi ciclo di deformazione, esso manifesta la massima perdita di energia di deformazione nella regione di transizione, essendo la regione vetrosa caratterizzata da contenute deformazioni a causa dell'alta rigidità, e la regione elastomerica da basse tensioni di deformazione. Naturalmente la regione fluida non viene considerata come regione di possibile impiego di una gomma.

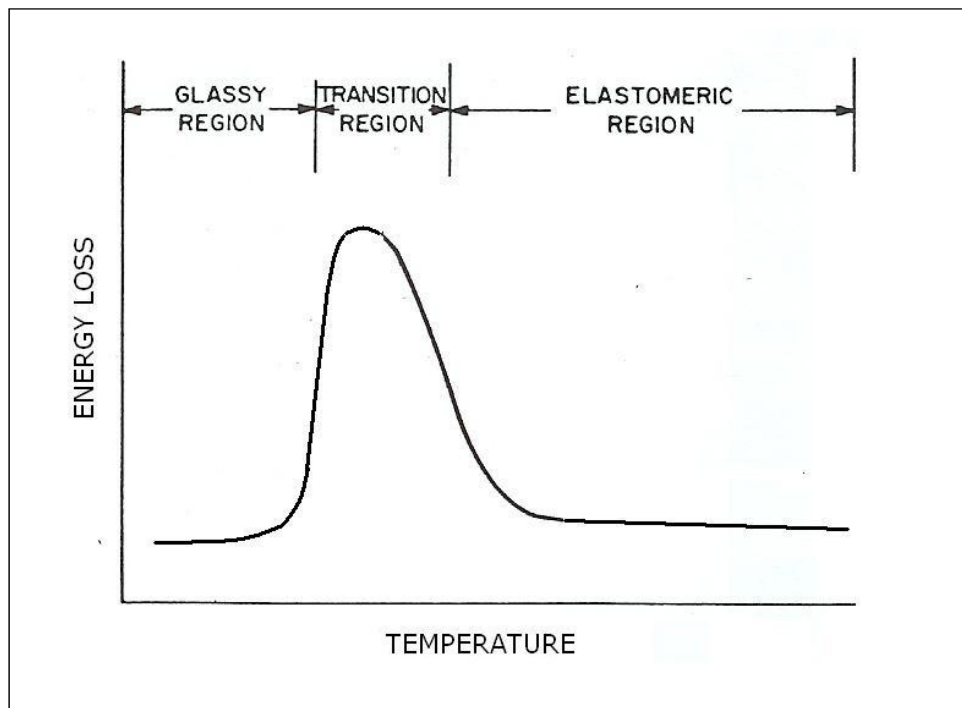


Fig.2.32 – Variazione delle perdite di energia meccanica con la temperatura

Variazioni nelle proprietà dinamiche si rilevano anche al variare della frequenza dei cicli di deformazione, a temperatura costante.

Per frequenze molto basse di deformazione il materiale si presenta sostanzialmente privo di comportamento viscoso, a causa delle contenute velocità di deformazione, manifestando esclusivamente le forze elastiche e quelle isteretiche: a ciò corrisponde un basso modulo per il materiale. Essendo inoltre il ciclo di deformazione dovuto alla sola isteresi, anche le perdite di energia meccanica del materiale sono contenute.

All'aumentare delle frequenze, la forza viscosa diventa apprezzabile, ed il modulo e le perdite di energia aumentano a causa del crescere delle tensioni.

Per frequenze elevatissime, la forza viscosa diventa dominante, opponendosi a tal punto alle azioni esercitate sul materiale da ridurre drasticamente le deformazioni, fino quasi ad annullarle. In tal caso il materiale presenta un modulo molto elevato, ma perdite di energia meccaniche contenute proprio a causa della notevole riduzione delle deformazioni.

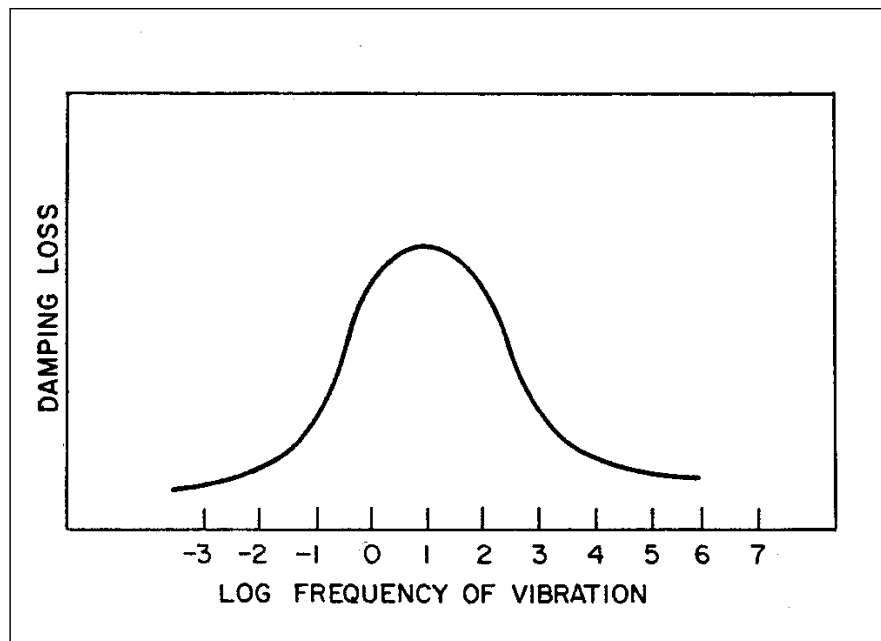


Fig.2.33 – Variazione della forza resistente viscosa con la frequenza

E' possibile pertanto individuare anche in questo caso una regione a comportamento elastomerico, una regione di transizione ed una regione a comportamento vetroso, in cui l'aumento della frequenza del ciclo ha lo stesso effetto di un abbassamento delle temperatura: la gomma tende allo stato vetroso piuttosto che a quello fluido e a ciò corrisponde un innalzamento della temperatura di transizione vetrosa (e quindi della regione di transizione) con la frequenza.

Considerando per esempio una gomma per pneumatici, in corrispondenza di basse frequenze (tipicamente in un intervallo compreso fra 10 e 10^5 Hz), un incremento della frequenza di un ordine di grandezza ha sul suo comportamento gli stessi effetti di un abbassamento di temperatura di $7 - 8^\circ \text{C}$. Il che significa che se la suddetta gomma a 10 Hz ha una temperatura di transizione vetrosa pari a -20°C , a 10^5 Hz avrà una temperatura di transizione vetrosa pari a $+10^\circ \text{C}$.

Questa proprietà delle gomme viene efficacemente descritta da un'equazione detta *WLF equation* (acronimo di William Landel Ferry), che stabilisce un'equivalenza tra frequenza e temperatura ai fini del comportamento di un elastomero, individuando proprio la legge con cui la temperatura di transizione vetrosa T_g varia in funzione della frequenza di deformazione.

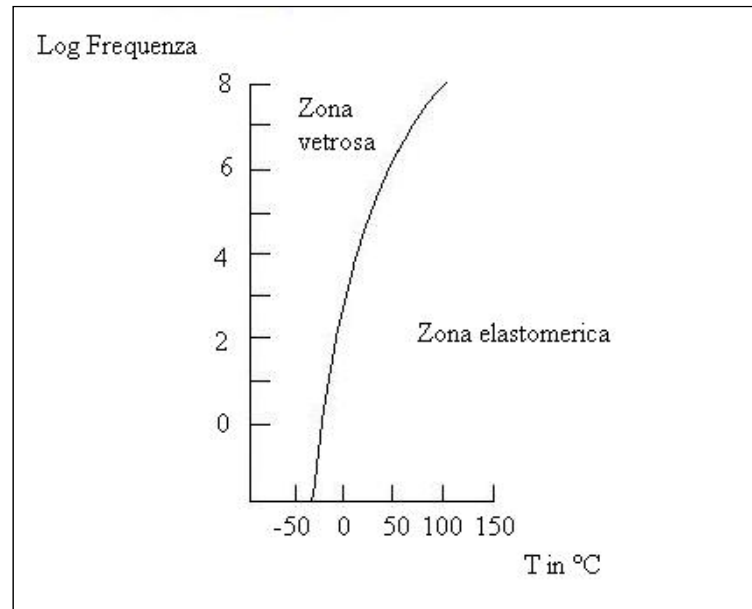


Fig.2.34 – Diagramma dell'equazione WLF

2.7 Fenomeni legati alla temperatura

L'attrito della gomma è dipendente dalla temperatura. Gli pneumatici forniscono il grip massimo in un piccolo intervallo di temperatura, $80 - 90^{\circ}\text{C}$. Come è possibile misurare con i sensori ad infrarosso, durante l'esercizio, la superficie del battistrada raggiunge i 150° .

Durante il funzionamento, lo pneumatico può essere soggetto ad alcuni fenomeni, legati alla temperatura dello stesso, che generano un decadimento prestazionale attraverso diminuzione del grip [13].

2.7.1 Degrado chimico

La gomma negli pneumatici, in particolare quella del battistrada, è sottoposta a cicli tensionali di alto livello, il cui risultato è la generazione di calore. La combinazione di cicli ad alto carico e alte temperature produce cambiamenti meccanici e chimici nella gomma. Alcuni elastomeri, e la gomma ricade in tale categoria, esibiscono un addolcimento (softening) delle tensioni permanente oltre ad una migrazione in superficie di alcuni componenti chimici fino al loro esaurimento. Il softening è attribuito allo spostamento di legami nelle catene dei polimeri fino a giungere all'incompleto recupero delle posizioni originali. Quando le strutture intermolecolari sono spezzate irreversibilmente o vi è un riposizionamento in una nuova struttura, il risultato è una deformazione permanente.

2.7.2 Graining

Il graining è un fenomeno di fatica degli pneumatici. Esso è dovuto a sollecitazioni ad alta frequenza cui viene sottoposto lo pneumatico quando slitta ad alta velocità, quindi con elevate frequenze, sulle asperità dell'asfalto.

Una delle cause può essere una guida aggressiva con uno pneumatico troppo morbido prima che lo stesso abbia raggiunto le normali temperature di lavoro. Tale fenomeno si manifesta usualmente quando la pista è sporca, o comunque non gommata.

Il risultato del graining è l'abrasione della superficie dello pneumatico con la presenza delle tipiche "bench mark" dei fenomeni di rottura a fatica.

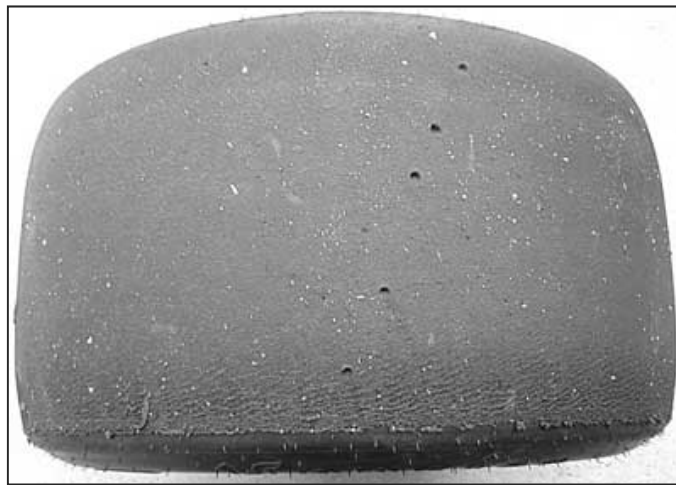


Fig.2.35 – Superficie dello pneumatico caratterizzata dal graining

2.7.3 Blistering

La gomma degli pneumatici, come tutti i polimeri, è sottoposta ad una fase di "cura". Durante l'esercizio se la temperatura supera oltremodo i limiti di normale funzionamento (overheating) si può avere una trasformazione nella gomma che causa un ritorno ad uno stato precedente la cura. Quando il calore è generato all'interfaccia tra il pacco cintura ed il battistrada si ha una formazione locale di bolle (blister).



Fig.2.36 – Pneumatico con presenza di blistering

2.7.4 Usura

Il fenomeno dell'usura risulta correlato alla temperatura. Infatti, oltre al fatto che questa può modificare la rigidità e quindi la resistenza del materiale favorendo tale asportazione di materia, l'usura genera una diminuzione dello spessore del battistrada potendo renderlo troppo sottile per generare calore e la temperatura dello pneumatico può diminuire uscendo al di fuori del range di lavoro per massimizzare il grip. Un battistrada sottile, infatti, si deforma poco e il calore generato per isteresi risulta diminuito.

2.8 Meccanismi di scambio termico e di generazione di calore del sistema pneumatico

Lo pneumatico è soggetto a diversi scambi termici con l'ambiente esterno e, durante l'esercizio, risulta interessato anche a fenomeni di generazione di calore.

I meccanismi di scambio termico che coinvolgono lo pneumatico e l'ambiente esterno sono:

- scambio termico conduttivo con la strada;
- scambio convettivo con l'aria esterna, naturale o forzato, a seconda che la velocità relativa tra l'aria e lo pneumatico sia o meno nulla;
- scambio convettivo naturale con il gas di gonfiaggio.

Due, invece, sono i fenomeni di generazione di calore:

- produzione di calore dovuta all'interazione tangenziale;
- produzione di calore interna seguente ai cicli deformativi cui è sottoposto durante il rotolamento.

Lo pneumatico, durante il funzionamento, presenta un'area di contatto che lo interfaccia con il suolo. Attraverso tale area avviene lo scambio di forze tra il veicolo e l'asfalto. Parte dell'impronta di contatto risulta in slittamento relativo al suolo e le forze che la interessano, per fenomeni frizionali, dissipano calore. Ciò spiega il primo dei fenomeni generativi.

Per spiegare il secondo fenomeno si tenga presente che durante il rotolamento, continuamente, porzioni di pneumatico entrano nella zona di contatto con il suolo e subiscono deformazioni che causano dissipazione di calore. Per le differenti entità delle forze e delle velocità di rotazione che lo interessano rispetto ad uno pneumatico per veicoli da competizione, tale quantità risulta solitamente trascurata in uno pneumatico passenger.

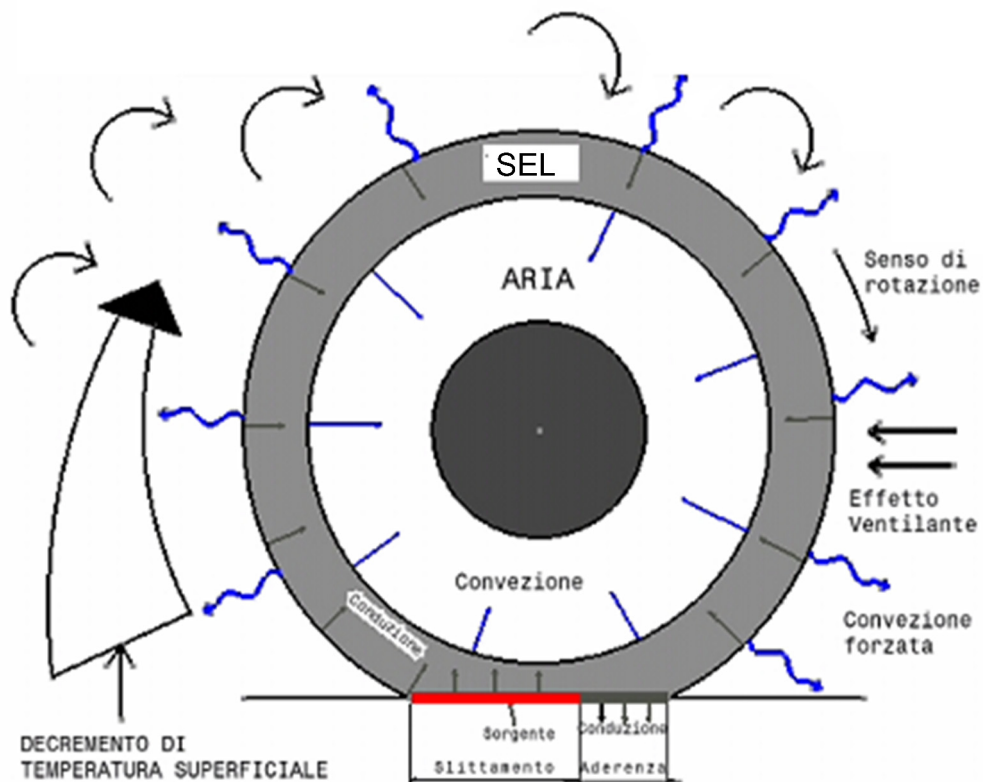


Fig.2.37 – Gli scambi termici del sistema pneumatico

Da un punto di vista termico lo pneumatico è possibile schematizzarlo in tre strati:

- surface
- bulk
- inner liner

ossia la superficie esterna, la carcassa e la superficie interna.

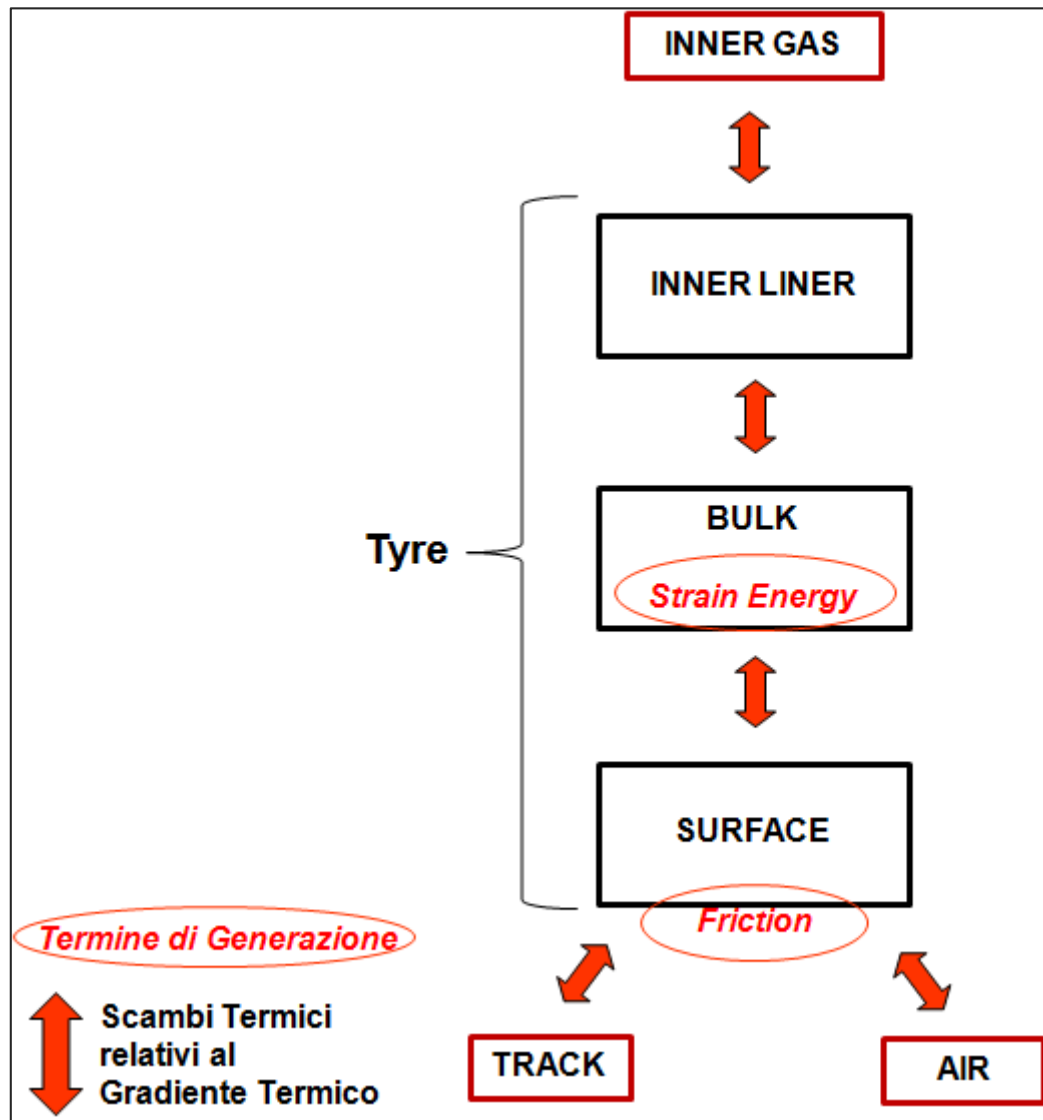


Fig.2.38 – Schematizzazione dello pneumatico e dei relativi scambi termici

Tale suddivisione è legata alle temperature che interessa conoscere del sistema pneumatico. Queste sono le temperature che ne condizionano il comportamento, incrementando o meno il grip e quindi le forze che lo pneumatico è in grado di scambiare con la pavimentazione.

Capitolo 3

Il Thermo Racing Tyre: un modello fisico per la previsione e l'analisi della distribuzione di temperatura negli pneumatici

La descrizione da un punto di vista termico di uno pneumatico risulta di fondamentale importanza anche per ciò che concerne la dinamica del veicolo. Il comportamento degli pneumatici, attraverso i quali il veicolo scambia forze con l'asfalto, è fortemente condizionato dalla temperatura. Il grip, ossia l'aderenza, e di conseguenza le forze di interazione che essi sono in grado di scambiare muta al variare di tale grandezza. Inoltre, molti fenomeni che influiscono sulla performance degli pneumatici sono condizionati dalla temperatura.

Nel presente capitolo si descrive un modello termodinamico per pneumatici. Il modello, in particolare, è orientato agli pneumatici dei veicoli da competizione. Si descrive, infatti, la distribuzione di temperatura dettagliata su tutta la superficie esterna e quella degli strati più interni, tenendo in conto anche della dissipazione di calore dovuta alle deformazioni cui le gomme sono sottoposte, solitamente trascurabile per gli pneumatici passenger.

3.1 L'approccio al modello termodinamico

3.1.1 Ipotesi di base

Con l'obiettivo di modellare da un punto di vista termico lo pneumatico, ossia di descrivere i flussi di calore che lo interessano e le temperature dei vari strati dello stesso, le seguenti assunzioni semplificative sono state adottate:

- La strada è isotropa e omogenea in tutte le sue caratteristiche, priva di irregolarità, schematizzata come un piano geometrico; la cui temperatura superficiale è nota e pari a T_s .
- Lo pneumatico è considerato sviluppato in senso circonferenziale, quindi di forma parallelepipedica, privo dei fianchi e di scolpiture, suddiviso in una serie di elementi, a loro volta di forma parallelepipedica.
- È scelto un sistema di riferimento cartesiano con origine coincidente in un vertice del parallelepipedo, asse X con la stessa direzione in cui è stato svolto il “cilindro” pneumatico, asse Y diretto come l’asse di rotazione e asse Z lungo lo spessore.
- Si suppone che l’area di contatto sia di forma rettangolare, con larghezza pari a W, pari alla larghezza del battistrada, e lunghezza L_a , dipendente dalla rigidità radiale dello pneumatico e dal carico normale.
- Lo pneumatico conserva la propria forma geometrica durante il rotolamento. Si terrà comunque conto della generazione di calore associata alle deformazioni cicliche.
- Lo pneumatico è altresì supposto fermo, in un approccio lagrangiano, con le condizioni al contorno, variabili, che si alternano sulla superficie esterna.
- Si trascurano i meccanismi di scambio termico per irraggiamento (vedi Appendice A3.1).

3.1.2 Fasi della modellazione

La realizzazione del modello termodinamico di pneumatico, durante il suo sviluppo, ha attraversato diverse fasi. Un primo approccio ha comportato l’utilizzo dell’equazione della diffusione di Fourier applicata ad un dominio tridimensionale. La complessità della fenomenologia in studio ed il grado di accuratezza richiesto hanno fatto sì che si rendesse necessario tenere in conto anche della dipendenza delle grandezze termodinamiche dalla temperatura. Inoltre, la non omogeneità del sistema pneumatico rendeva necessario la differenziazione delle suddette grandezze anche lungo lo spessore. Pertanto, l’equazione di Fourier veniva ad assumere la seguente formulazione:

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\dot{q}_G}{\rho \cdot c_v} + \frac{1}{\rho \cdot c_v} \cdot \left(\frac{\partial^2 k(z, T) \cdot T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 k(z, T) \cdot T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 k(z, T) \cdot T}{\partial z^2} \right)$$

in cui:

T : temperatura (K)

t : tempo (s)

\dot{q}_G : quantità di calore generata per unità di volume e per unità di tempo ($J/s \cdot m^3$)

ρ : densità (kg/m^3)

c_v : calore specifico a volume costante ($J/kg \cdot K$)

k : conducibilità termica ($W/m \cdot K$)

x, y, z : coordinate del sistema di riferimento

In una fase iniziale, trascurando la variabilità delle grandezze termodinamiche, per ottenere la risoluzione numerica si è riscritta la suddetta equazione mediante l’approccio alle differenze finite, assumendo i centri di ciascun clementino come punti di calcolo, ottenendo:

$$\frac{\Delta T}{\Delta t} = \frac{q_G}{\rho \cdot c_v} + \frac{k}{\rho \cdot c_v} \cdot \left(\frac{\Delta^2 T}{\Delta x^2} + \frac{\Delta^2 T}{\Delta y^2} + \frac{\Delta^2 T}{\Delta z^2} \right)$$

Successivamente, con l'intento di migliorare il grado di approssimazione del modello e quindi introducendo le opportune variabilità delle grandezze presenti, e diversificando gli spessori dei vari strati in cui è stato schematizzato lo pneumatico, rendendoli pari a quelli reali, è stato necessario abbandonare tale strada.

Pertanto, si è proceduto alla scrittura delle equazioni del modello formulando, per ciascuno dei volumi di controllo costituiti dagli elementini, le equazioni di bilancio termico in tutte le direzioni.

3.2 La discretizzazione dello pneumatico

Lo pneumatico è considerato sviluppato in senso circonferenziale, quindi di forma parallelepipedica, privo dei fianchi e di scolpiture, discretizzato mediante un reticolo, i cui nodi rappresentano i punti in cui sarà determinata, istante per istante, la temperatura.

Il parallelepipedo è costituito da tre strati nella direzione z , che verranno in seguito indicati come *surface* (superficie esterna dello pneumatico), *bulk* (strato intermedio), e *inner liner* (superficie interna).

Il numero di nodi del reticolo è dato dal prodotto

$$numx \cdot numy \cdot numz$$

dove $numx$ rappresenta il numero di nodi lungo la direzione X, $numy$ il numero di nodi lungo la direzione Y e $numz$ è il numero di nodi lungo la direzione Z. La numerazione dei nodi è stata realizzata partendo dal primo strato a contatto con la strada, procedendo trasversalmente. Nell'ipotesi di 15 elementi nella direzione longitudinale e di 4 elementi nella direzione trasversale, la numerazione risulta la seguente:

1	5	9	13	17	21	25	29	33	37	41	45	49	53	57
2	6	10	14	18	22	26	30	34	38	42	46	50	54	58
3	7	11	15	19	23	27	31	35	39	43	47	51	55	59
4	8	12	16	20	24	28	32	36	40	44	48	52	56	60

Tab. 3.1 - Numerazione dei nodi del primo strato

Analogamente si procede per gli strati successivi.

Il sistema di riferimento cartesiano scelto ha origine nel nodo 1, asse X diretto nel verso della circonferenza dello pneumatico, asse Y diretto nel verso della sua larghezza ed infine l'asse Z diretto nel verso dello spessore. In particolare, nel caso in cui, come in figura, siano considerati 15 nodi nella direzione X, 4 nella direzione Y e 3 nella direzione Z, il reticolo presenta un totale di 180 nodi.

Lungo la direzione radiale, ossia lungo Z, sono individuati due strati di materiale omogeneo: il primo, di spessore Δz_1 e compreso tra le fila di nodi della *surface* e del *bulk*

corrisponde al battistrada, il secondo, con spessore Δz_2 , alla carcassa dello pneumatico. Ciascuno di essi è caratterizzato dai seguenti parametri fisici

- densità ρ
- calore specifico c
- conducibilità termica K

e delle ultime due grandezze è stata tenuta in conto la variabilità con la temperatura.

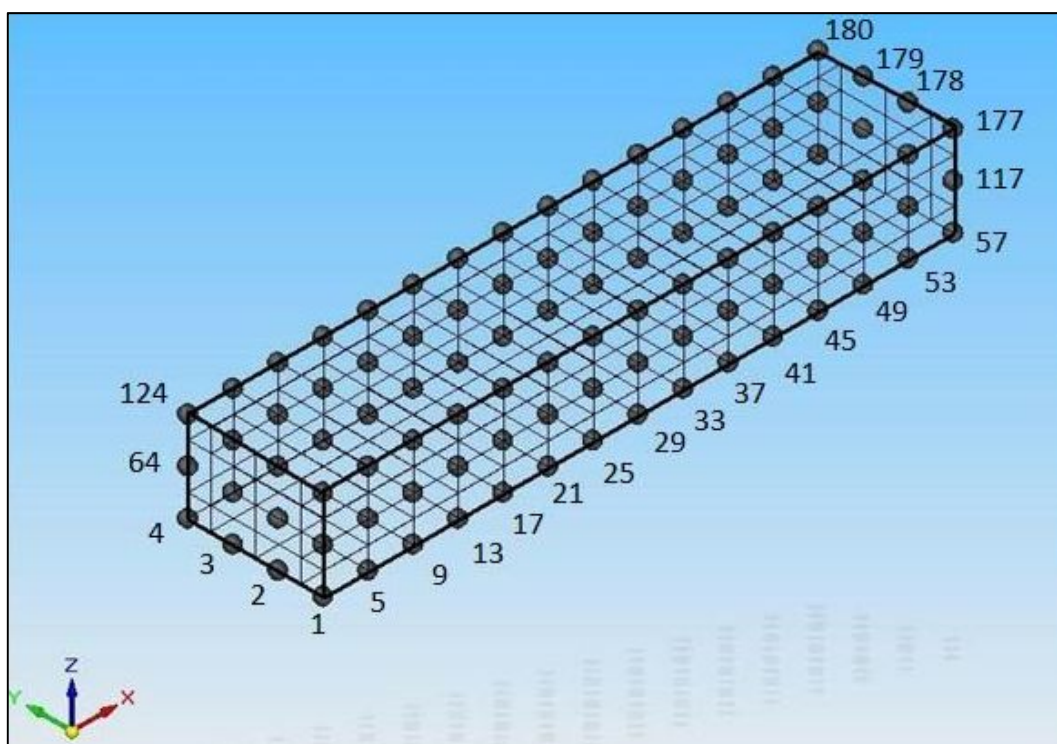


Fig. 3.1 – Discretizzazione dello pneumatico

Al generico nodo i -mo è stato associato un volume parallelepipedo pari a

$$V = \Delta x \cdot \Delta y \cdot \Delta Z_{m,i}$$

in cui Δx e Δy sono rispettivamente le dimensioni lungo gli assi x e y mentre la quantità $\Delta Z_{m,i}$ rappresenta la dimensione lungo la direzione Z della massa associata al nodo. In tal modo, vengono del tutto svincolati gli spessori degli strati costituenti lo pneumatico dalle masse associate ai singoli nodi costituenti il reticolo di calcolo. Si scinde, quindi, il legame tra le proprietà caratteristiche dello pneumatico vero e proprio, ossia quelle legate agli spessori dei due strati di materiale, e le masse associate alle singole stazioni di calcolo, grandezze proprie del modello matematico.

Ciascun nodo avrà poi una massa, dotata della medesima temperatura, esprimibile come:

$$m_i = C \cdot V_i \cdot \rho$$

dove il coefficiente C dipende dalla posizione nel reticolo. Infatti, dalla figura 3.1 è facile notare che i nodi più esterni (ad esempio il nodo 1) sono caratterizzati da un parallelepipedo

aventi lati in direzione y e z pari rispettivamente a $\Delta Y/2$ e $\Delta Z/2$. Pertanto, in questo caso, il coefficiente C sarà pari a 1/4. Volendo caratterizzare i coefficienti C per ogni tipologia di nodo che costituisce il reticolo, risulterà:

- C=1/4 per un nodo del primo strato, esterno in direzione trasversale
- C=1/2 per un nodo del primo strato, interno in direzione trasversale
- C=1/2 per un nodo dello strato relativo al bulk, esterno in direzione trasversale;
- C=1 per un nodo dello strato relativo al bulk, interno in direzione trasversale;
- C=1/4 per un nodo dello strato più interno (inner liner), esterno in direzione trasversale;
- C=1/2 per un nodo dello strato più interno, interno in direzione trasversale;

Le facce dei parallelepipedi individuano quelle che sono le superfici di scambio termico associate ai singoli nodi, che saranno quindi variabili da nodo a nodo.

3.3 Modellazione della generazione di calore

La scrittura delle equazioni di bilancio per ogni generico nodo, passa attraverso la modellazione delle generazioni di calore e degli scambi termici con l'ambiente esterno.

Per il sistema pneumatico, il calore si genera in due modi: per fenomeni di frizione all'interfaccia con l'asfalto e a causa dei cicli deformativi cui è soggetto durante l'esercizio.

La prima generazione di flusso di calore è legata alla potenza termica dovuta all'interazione pneumatico-suolo o meglio alle sollecitazioni tangenziali che, nella zona dell'area di contatto in slittamento [20] rispetto al suolo, compiono lavoro che viene dissipato in calore. Tale potenza verrà di seguito denominata *friction power* ed indicata con FP. In virtù del fatto che la scrittura delle equazioni è basata su equazioni di bilancio, la friction power può essere fornita tal quale ai nodi interessati al contatto con il suolo. Essa, non potendo disporre di misure di valori di grandezze puntuali, viene calcolata facendo riferimento ai valori globali di forza e di velocità di slittamento, presenti su tutta l'area di contatto:

$$FP = \frac{F_x \cdot v_x + F_y \cdot v_y}{A} \quad (W/m^2)$$

in cui F_x e F_y sono, rispettivamente, la forza longitudinale e laterale che lo pneumatico scambia globalmente con la strada, v_x e v_y sono le velocità di slittamento longitudinale e laterale ed infine A è l'area di contatto. Di questa potenza termica una parte viene ceduta allo pneumatico ed una parte all'asfalto. Di ciò si tiene conto sempre mediante il *coefficiente CR di ripartizione*.

Per la determinazione del coefficiente di ripartizione con la strada si è fatto riferimento alla teoria delle frizioni (vedi Appendice A3.2), secondo cui esso può essere espresso come:

$$CR = \frac{k}{k_s} \cdot \sqrt{\frac{\alpha_s}{\alpha_p}}$$

in cui :

k conducibilità termica dello pneumatico $\left(\frac{W}{m \cdot K}\right)$;

k_s conducibilità termica della strada $\left(\frac{W}{m \cdot K}\right)$;

α_s e α_p diffusività termica rispettivamente della strada e dello pneumatico, definita come

$$\alpha = \frac{k}{\rho \cdot c_v} \left(\frac{m^2}{s}\right);$$

Come proprietà della strada sono state assunte le seguenti:

$$k = 0.55 \left(\frac{W}{m \cdot K}\right);$$

$$\rho = 2200 \left(\frac{Kg}{m^3}\right);$$

$$c_v = 920 \left(\frac{J}{Kg \cdot K}\right);$$

considerando, poi, le proprietà dell'SBR (miscela di Stirene e Butadiene utilizzata per la produzione di pneumatici *passenger*), disponibili in letteratura [2], ne risulta un valore di CR pari a circa 0.55, il che vuol dire che della potenza generata, il 55% viene ceduto allo pneumatico. In realtà, poiché nel modello si tiene conto della variabilità con la temperatura della conducibilità termica della gomma costituente il battistrada, ne consegue che anche il coefficiente CR sarà funzione della temperatura calcolata, variando tra 0.5 e 0.8.

La quantità di calore ceduta allo pneumatico viene poi distribuita a tutti i nodi a contatto con il suolo in maniera uniforme anche se, a rigore, tale potenza termica andrebbe fornita alla sola parte dei nodi in contatto dotati di velocità di slittamento relativo al suolo non nulla.

L'energia dissipata dallo pneumatico a seguito delle deformazioni cicliche è denominata *Strain Energy Loss*. Di essa si discuterà nel Capitolo 5.

3.4 Modellazione degli scambi di calore

Per quanto riguarda gli scambi di calore tra lo pneumatico e l'ambiente esterno, questi possono essere identificati in:

- scambio di calore con la strada (denominato *cooling* verso il suolo);
- scambio di calore con l'aria esterna che lambisce lo pneumatico;
- scambio di calore con il gas di gonfiaggio.

I meccanismi di scambio termico per irraggiamento si trascurano (Appendice A3.1) e si trascura lo scambio di calore convettivo con l'aria esterna lungo la superficie dei fianchi.

Il fenomeno di scambio termico con l'asfalto è stato modellato attraverso la formula di Newton (vedi Appendice A3.3), schematizzando, dunque, l'intero fenomeno mediante una convezione con un opportuno coefficiente di scambio termico. Il termine relativo a tale scambio, per il generico nodo i-mo, sarà pari a:

$$H_c \cdot (T_s - T_i) \cdot \Delta X \cdot \Delta Y$$

in cui T_s è la temperatura dell'asfalto, T_i è la temperatura del nodo mentre H_c è il coefficiente di scambio termico.

Lo scambio termico con l'aria esterna è descrivibile mediante il meccanismo di convezione forzata, quando vi è moto relativo tra la vettura e l'aria, e mediante convezione naturale, quando tale moto è assente

Per la determinazione del coefficiente di convezione h , sia forzato che naturale, ci si è basati sul classico approccio dell'analisi adimensionale (vedi Appendice A3.4).

Il coefficiente di convezione forzata, assimilando lo pneumatico investito dall'aria ad un cilindro investito trasversalmente dall'aria, è fornito dalla seguente formulazione:

$$h_{forz} = \frac{K_{aria}}{L} \cdot \left[0.0239 \cdot \left(\frac{V \cdot L}{\nu} \right)^{0.805} \right]$$

in cui

K_{aria} è la conducibilità termica dell'aria $\left(\frac{W}{m \cdot K} \right)$, valutata ad una temperatura media tra quella dell'aria stessa e quella della superficie esterna dello pneumatico;

V velocità del fluido $\left(\frac{m}{s} \right)$, considerata coincidente con la velocità di avanzamento del veicolo (l'aria è supposta ferma);

ν viscosità cinematica dell'aria $\left(\frac{m^2}{s} \right)$.

$L = \frac{1}{\frac{1}{D_e} + \frac{1}{W}}$ è la lunghezza caratteristica della superficie di scambio termico (m)

con

W larghezza del battistrada (m);

D_e diametro esterno dello pneumatico (m).

I valori di h_{forz} calcolati con il suddetto approccio sono risultati prossimi a quelli ottenuti mediante simulazioni CFD.

Anche il coefficiente di convezione naturale è stato ricavato grazie all'analisi adimensionale. Avendo presente che

$$h = \frac{Nu \cdot K_{aria}}{L}$$

nel caso in esame si ha

$$Nu = 0.53 \cdot Gr^{0.25} \cdot Pr^{0.25}$$

dove:

Gr è il numero di Grashof (*adim*), pari a

$$Gr = \frac{g \cdot \beta \cdot L^3 \cdot (T - T_{\infty})}{\nu^2}$$

Pr è il numero di Prandtl (*adim*), pari a

$$Pr = \frac{\mu \cdot c_p}{K_{aria}}$$

in cui g è l'accelerazione di gravità, β è il coefficiente di dilatazione termica dell'aria, T_∞ è la temperatura dell'aria a distanza infinita, μ la viscosità dinamica e c_p è il calore specifico a pressione costante sempre dell'aria.

L'ultimo scambio termico da analizzare è quello con il gas di gonfiaggio. Anche questo è descrivibile con un meccanismo di convezione naturale poiché si considera l'aria interna ferma rispetto allo pneumatico durante il rotolamento. In tal caso, modellando il sistema come un cilindro orizzontale coassiale con il gas di gonfiaggio compreso nell'intercapedine, per il coefficiente di scambio termico si ottiene:

$$h_{int} = \frac{K_{aria}}{\delta} \cdot \left[0.40 \cdot \left(\frac{g \cdot \beta \cdot \delta^3 \cdot (T - T_\infty)}{\nu^2} \right)^{0.20} \cdot \left(\frac{\mu \cdot c_p}{K_{aria}} \right)^{0.20} \right]$$

con δ pari alla differenza tra raggio effettivo di rotolamento e il raggio del cerchio.

3.5 Modellazione della variazione dell'area di contatto

L'estensione e la forma dell'area di contatto tra lo pneumatico ed il suolo sono funzione del carico verticale agente sulla singola ruota, della pressione di gonfiaggio e degli angoli di camber e di deriva.

Nel modello T.R.T. si suppone che l'area di contatto sia di forma rettangolare, con larghezza W costante, pari alla larghezza del battistrada, e lunghezza L_a , variabile con i parametri su menzionati, oltre che con l'angolo di deriva, la cui dipendenza non è considerata.

L'estensione dell'impronta di contatto dipende dal numero di nodi a contatto con la strada ed è calcolata come:

$$A_{sta} = (NEC - 1) \cdot \Delta x \cdot \Delta y$$

indicando con

NEC il numero di nodi a contatto con la strada, individuato dal rapporto tra la lunghezza dell'area di contatto L_a e la dimensione longitudinale Δx del singolo elementino, ossia $numx$, moltiplicato per il numero $numy$ degli stessi in direzione trasversale;

Δx è la dimensione, nella direzione x , del volume di controllo associato al singolo nodo;

Δy è la dimensione, nella direzione y , del volume di controllo associato al singolo nodo.

L'area è indicata con A_{sta} per sottolineare che è un valore "statico", non variabile, quindi, durante la simulazione: in sostanza il numero dei nodi a contatto non cambia nel tempo. Ciò è stato necessario al fine di evitare eccessivi oneri computazionali.

Ciononostante si riesce comunque a tener conto della variazione dell'area di contatto.

Il numero di nodi a contatto viene calcolato a partire dall'area effettiva di contatto A_{eff} :

$$NEC = \frac{A_{eff}}{W \cdot \Delta x} \cdot numy$$

e di questa quantità ne viene considerato l'intero più prossimo.

La quantità $\frac{A_{eff}}{W \cdot \Delta x}$ rappresenta il numero di nodi a contatto con la strada nella sola direzione X.

L'area effettiva di contatto è stata ricavata sulla base di risultati forniti da simulazioni F.E.M., sia per lo pneumatico anteriore che per quello posteriore.

Di seguito si riportano gli andamenti dell'area di contatto in funzione del carico verticale e dell'angolo di camber per un valore della pressione di gonfiaggio pari a quello usuale in condizioni di regime.

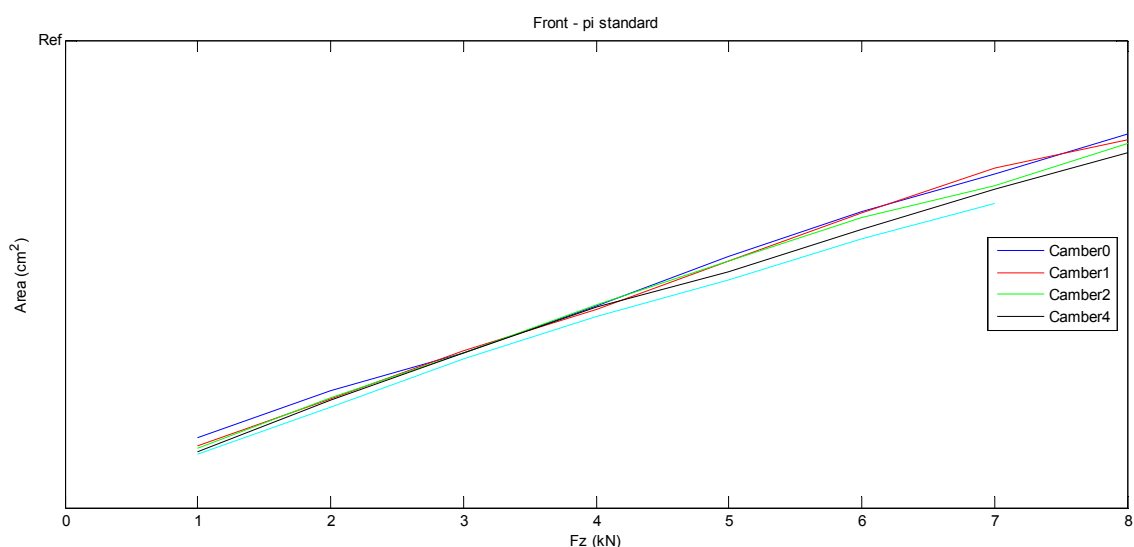


Fig. 3.2 – Area di contatto in funzione del carico verticale per diversi angoli di camber – pneumatico anteriore

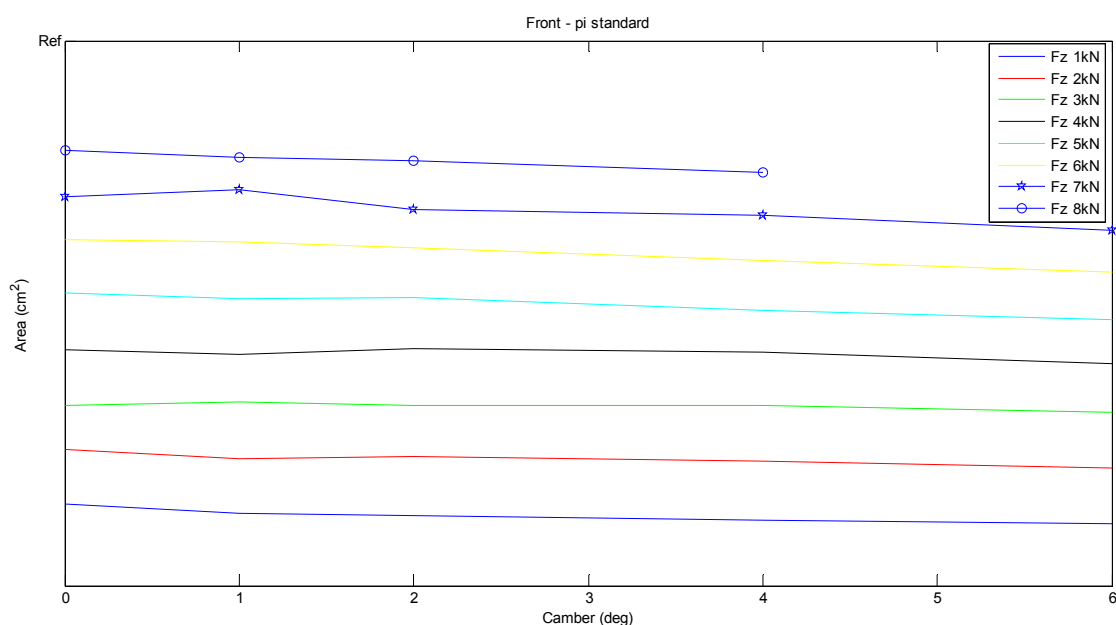


Fig. 3.3 – Area di contatto in funzione dell'angolo di camber per diversi carichi verticali – pneumatico anteriore

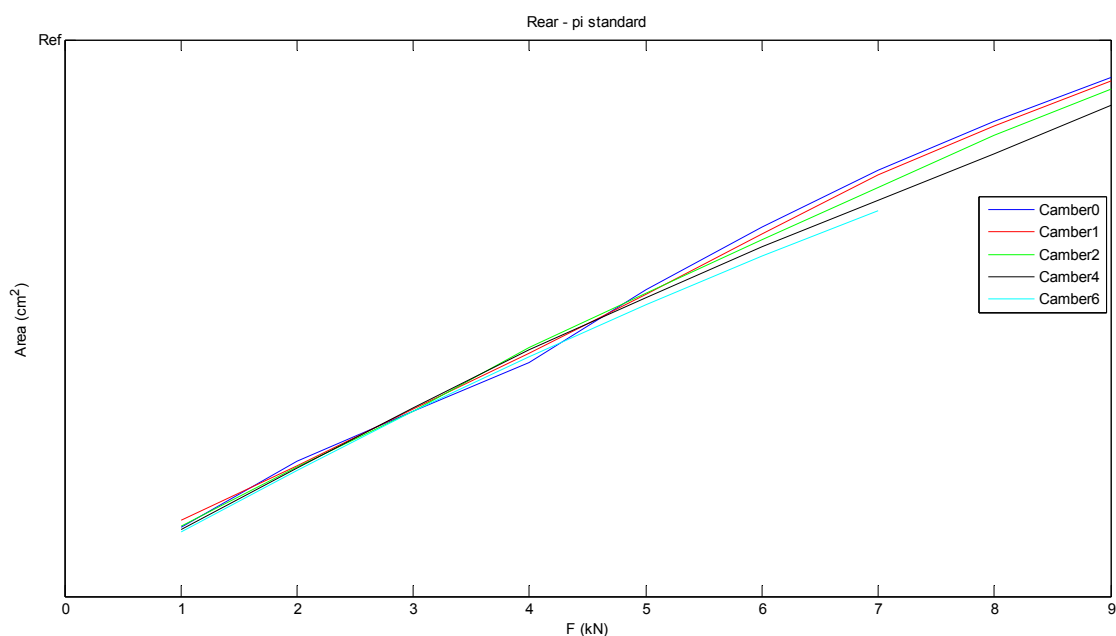


Fig. 3.4 - Area contatto in funzione del carico verticale per diversi angoli di camber – pneumatico posteriore

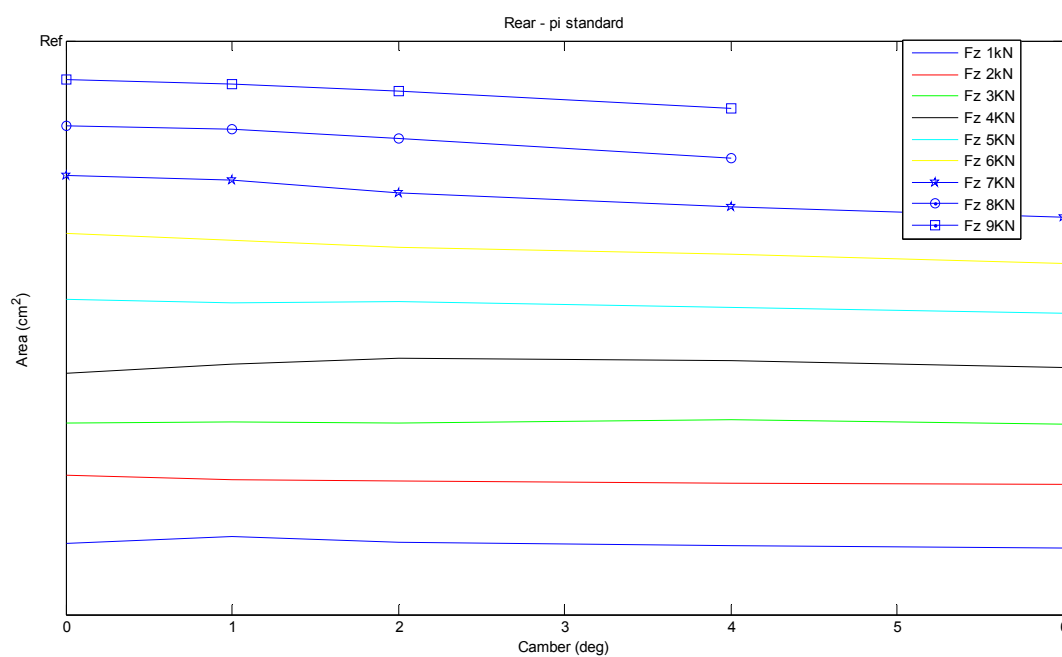
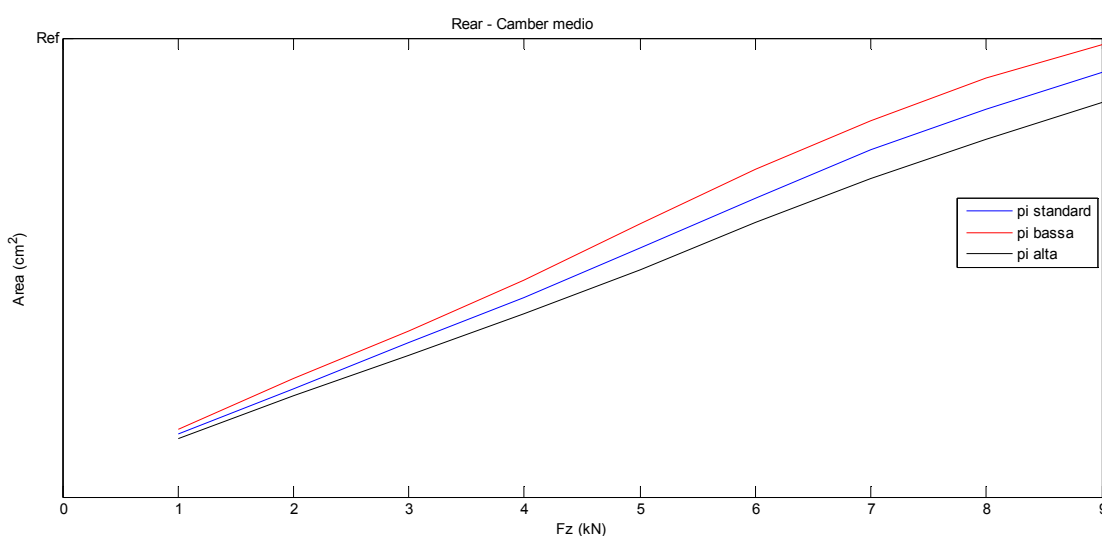
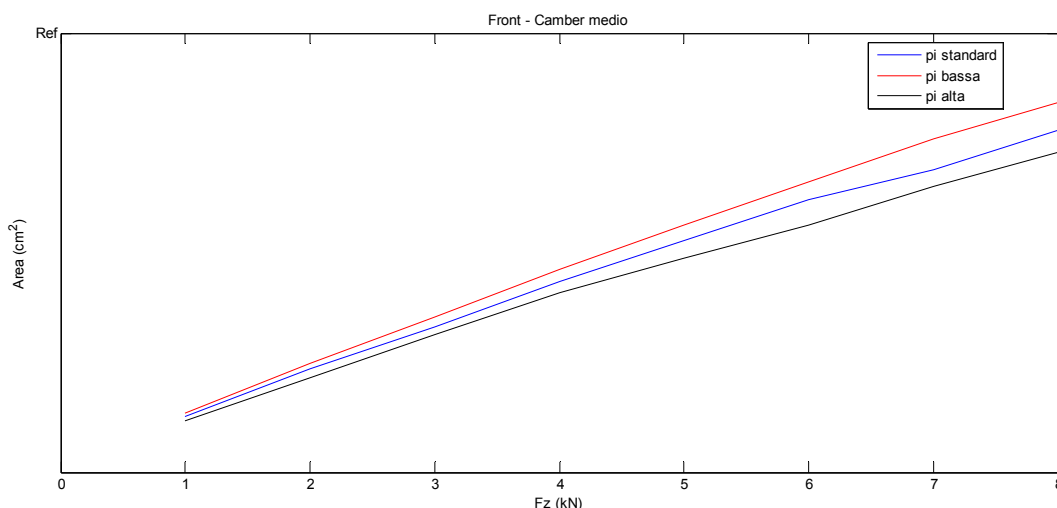


Fig. 3.5 - Area di contatto in funzione dell'angolo di camber per diversi carichi verticali – pneumatico posteriore

Le curve relative all'area di contatto in funzione del carico normale sono parametrizzate per cinque valori dell'angolo di camber, viceversa quelle in funzione dell'angolo di camber

sono parametrizzate per otto valori del carico normale F_z per lo pneumatico anteriore, nove per quello posteriore.

Nelle figure sotto riportate è possibile osservare l'influenza sull'area di contatto di variazioni di pressione di circa il 10%.



Le espressioni ricavate sono state ottimizzate intorno ai valori di camber assunti mediamente da ciascuno degli assali durante le normali condizioni di esercizio e risultano del tipo:

$$A_{eff} = [f(F_z, \gamma, p_i)] \cdot grooved\ factor$$

dove p_i è la pressione di gonfiaggio dello pneumatico; mentre *grooved factor* è un coefficiente che tiene conto della presenza o meno delle scanalature sul battistrada e che rappresenta il rapporto tra l'area effettiva di uno pneumatico scanalato (*grooved*) ed uno liscio (*slick*). Per definizione, quindi, tale coefficiente assume valore unitario proprio nel caso si consideri uno pneumatico liscio.

Considerando, poi, che a regime le variazioni della pressione di gonfiaggio sono pressoché nulle e la non grande influenza di variazioni di camber sulle dimensioni dell'area di contatto, per motivi di semplicità, si è deciso di trascurarne le relative dipendenze. In conseguenza di ciò, è possibile considerare un'espressione, ottimizzata sui valori di pressione interna a regime e di camber medio, del tipo:

$$A_{eff} = [f(F_z)] \cdot \text{grooved factor}$$

Come detto, con l'intento di evitare eccessivi carichi computazionali, si è deciso di considerare costante il numero di nodi a contatto durante una simulazione. Pertanto per la sua determinazione si fa riferimento al carico normale medio agente sulla singola. Quindi, risulta:

$$NEC = \frac{[f(F_{z,medio})] \cdot \text{grooved factor}}{W \cdot \Delta x} \cdot \text{numy}$$

L'area di contatto risulta, dunque, di forma rettangolare.

Nel modello si è fatto in modo da tener conto della variazione dell'estensione della suddetta area in funzione del carico normale istantaneo.

Avendo deciso di non agire direttamente sull'area di contatto, si è scelto di scalare i coefficienti relativi agli scambi termici interessati alle variazioni della dimensione della zona di contatto: H_c per ciò che riguarda lo scambio conduttivo con l'asfalto e h_{forz} per la restante area della *surface* non in contatto, interessata dalla convezione.

Essendo gli scambi di calore espressi da relazioni del tipo:

$$\dot{Q} = h \cdot \Delta T \cdot A$$

l'effetto della variazione dell'area può essere trasferito ai coefficienti di scambio mediante dei fattori che risultino proporzionali alla variazione di area rispetto al caso statico.

Le equazioni di scambio termico diventano, perciò le seguenti:

$$\dot{Q} = k_1 \cdot H_c \cdot (T_s - T) \cdot A_{sta}$$

$$\dot{Q} = k_2 \cdot h_{forz} \cdot (T_{aria} - T) \cdot A_{conv}$$

dove:

$$k_1 = \frac{A_{eff}}{A_{sta}}$$

$$k_2 = 1 + \frac{(1 - k_1) \cdot A_{sta}}{A_{conv}}$$

$$A_{conv} = A_{tot} - A_{sta}$$

con A_{tot} area totale della superficie esterna.

Con questo *escamotage* si commette, comunque, l'errore di non considerare la variazione di forma dell'area di contatto, nonché di fornire la *friction power* sempre allo stesso numero di nodi.

3.6 Le equazioni costitutive del modello

Sulla base delle considerazioni finora esposte, è possibile scrivere, per ogni nodo, le equazioni di scambio termico a partire dal bilancio di potenza sulla singola massa associata. Tali equazioni risultano differenti a seconda della posizione del nodo nel reticolo.

La conducibilità dello strato tra le fila di nodi della surface e quello del bulk verrà indicata con K_1 e con K_2 quella relativa allo strato compreso tra i nodi di bulk e inner liner.

Si riporta, di seguito, un'immagine raffigurante il volume di controllo associato al nodo 2 (strato surface), in cui sono riportate le potenze termiche scambiate in tutte le direzioni rispettivamente per i due casi di contatto con la strada e contatto con l'aria esterna.

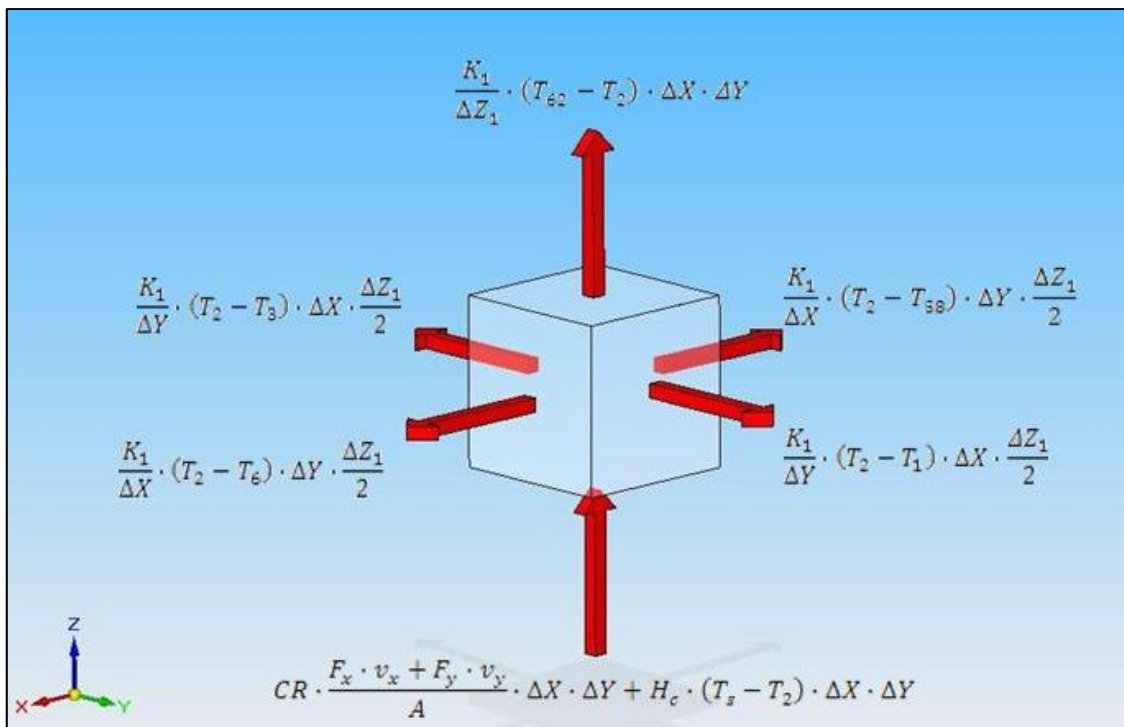


Fig. 3.8 – Volume di controllo associato al nodo 2, ipotizzato a contatto con la strada

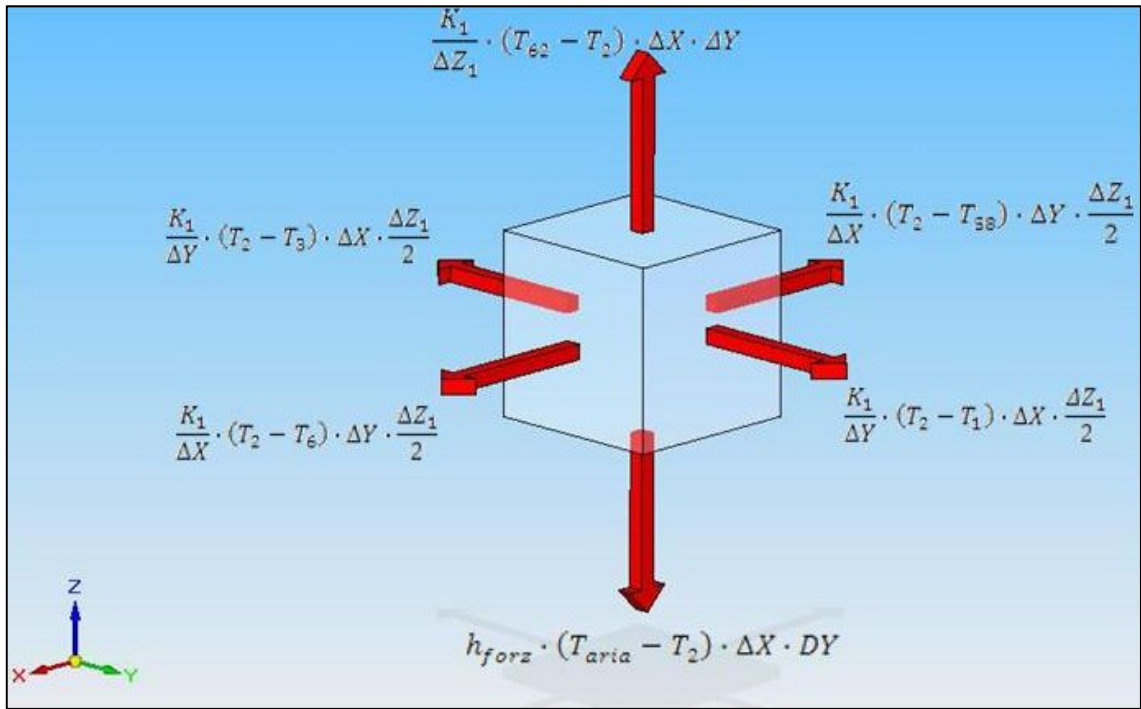


Fig. 3.9 – Volume di controllo associato al nodo 2, ipotizzato a contatto con l'aria esterna

A titolo di esempio, si riporta l'equazione di bilancio termico per il nodo 2 lungo la sola direzione X, ricordando che, per la discretizzazione effettuata, i nodi adiacenti al 2 sono il 6 ed il 58:

$$\frac{K_1}{\Delta X} \cdot (T_6 - T_2) \cdot \Delta Y \cdot \frac{\Delta Z_1}{2} - \frac{K_1}{\Delta X} \cdot (T_2 - T_{58}) \cdot \Delta Y \cdot \frac{\Delta Z_1}{2} = m_2 \cdot c_{v1} \cdot \frac{\Delta T_2}{\Delta t}$$

Sostituendovi l'espressione della massa (avendo presente che in tal caso $C=1/2$) si giunge all'equazione:

$$\frac{\Delta T_2}{\Delta t} = \frac{1}{\rho \cdot c_{v1}} \cdot \left[\frac{K_1}{\Delta X^2} \cdot T_6 - \frac{2 \cdot K_1}{\Delta X^2} \cdot T_2 + \frac{K_1}{\Delta X^2} \cdot T_{58} \right]$$

Considerando quindi lo scambio lungo tutte le direzioni, nonché tutte le possibili generazioni di calore, l'equazione del nodo 2 si scriverà:
nel caso in cui esso sia a contatto con la strada

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{SEL} + \frac{K_1}{\Delta X} \cdot (T_6 - T_2) \cdot \Delta Y \cdot \frac{\Delta Z_1}{2} - \frac{K_1}{\Delta X} \cdot (T_2 - T_{58}) \cdot \Delta Y \cdot \frac{\Delta Z_1}{2} + \frac{K_1}{\Delta Y} \cdot (T_1 - T_2) \cdot \Delta X \cdot \frac{\Delta Z_1}{2} \\ - \frac{K_1}{\Delta Y} \cdot (T_2 - T_3) \cdot \Delta X \cdot \frac{\Delta Z_1}{2} + \frac{K_1}{\Delta Z_1} \cdot (T_{62} - T_2) \cdot \Delta X \cdot \Delta Y + CR \\ \cdot \frac{F_x \cdot v_x + F_y \cdot v_y}{A} \cdot \Delta X \cdot \Delta Y + H_c \cdot (T_s - T_2) \cdot \Delta X \cdot \Delta Y = m_2 \cdot c_{v1} \cdot \frac{\Delta T_2}{\Delta t} \end{aligned}$$

oppure
nel caso di contatto con l'aria esterna

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{SEL} + \frac{K_1}{\Delta X} \cdot (T_6 - T_2) \cdot \Delta Y \cdot \frac{\Delta Z_1}{2} - \frac{K_1}{\Delta X} \cdot (T_2 - T_{58}) \cdot \Delta Y \cdot \frac{\Delta Z_1}{2} + \frac{K_1}{\Delta Y} \cdot (T_1 - T_2) \cdot \Delta X \cdot \frac{\Delta Z_1}{2} \\ - \frac{K_1}{\Delta Y} \cdot (T_2 - T_3) \cdot \Delta X \cdot \frac{\Delta Z_1}{2} + \frac{K_1}{\Delta Z_1} \cdot (T_{62} - T_2) \cdot \Delta X \cdot \Delta Y + h_{forz} \\ \cdot (T_{aria} - T_2) \cdot \Delta X \cdot \Delta Y = m_2 \cdot c_{v1} \cdot \frac{\Delta T_2}{\Delta t} \end{aligned}$$

avendo indicato con \dot{Q}_{SEL} la potenza termica dissipata per deformazione dallo pneumatico.

Le due espressioni, sviluppate, portano rispettivamente a:

$$\begin{aligned} \frac{\Delta T_2}{\Delta t} = \frac{1}{\rho \cdot c_{v1}} \cdot \left[\frac{2 \cdot \dot{Q}_{SEL}}{\Delta X \cdot \Delta Y \cdot \Delta Z_1} + \left(-\frac{2 \cdot K_1}{\Delta X^2} - \frac{2 \cdot K_1}{\Delta Y^2} - \frac{2 \cdot K_1}{\Delta Z_1^2} - \frac{2 \cdot H_c}{\Delta Z_1} \right) \cdot T_2 + \frac{K_1}{\Delta Y^2} \cdot T_1 + \frac{K_1}{\Delta Y^2} \right. \\ \left. \cdot T_3 + \frac{K_1}{\Delta X^2} \cdot T_6 + \frac{K_1}{\Delta X^2} \cdot T_{58} + \frac{2 \cdot K_1}{\Delta Z_1^2} \cdot T_{62} + \frac{2 \cdot FP}{\Delta Z_1} + \frac{2 \cdot H_c}{\Delta Z_1} \cdot T_s \right] \end{aligned}$$

nel primo caso e:

$$\begin{aligned} \frac{\Delta T_2}{\Delta t} = \frac{1}{\rho \cdot c_{v1}} \cdot \left[\frac{2 \cdot \dot{Q}_{SEL}}{\Delta X \cdot \Delta Y \cdot \Delta Z_1} + \left(-\frac{2 \cdot K_1}{\Delta X^2} - \frac{2 \cdot K_1}{\Delta Y^2} - \frac{2 \cdot K_1}{\Delta Z_1^2} - \frac{2 \cdot h_{forz}}{\Delta Z_1} \right) \cdot T_2 + \frac{K_1}{\Delta Y^2} \cdot T_1 \right. \\ \left. + \frac{K_1}{\Delta Y^2} \cdot T_3 + \frac{K_1}{\Delta X^2} \cdot T_6 + \frac{K_1}{\Delta X^2} \cdot T_{58} + \frac{2 \cdot K_1}{\Delta Z_1^2} \cdot T_{62} + \frac{2 \cdot h_{forz}}{\Delta Z_1} \cdot T_{aria} \right] \end{aligned}$$

nel secondo.

Si nota la presenza, nella prima equazione, del termine generativo individuato dalla quantità FP e del termine che individua il cooling con la strada (caratterizzato dalla presenza del coefficiente H_c). Mentre nel secondo caso si nota l'assenza del termine generativo e la presenza del termine che individua lo scambio con l'aria esterna (caratterizzato dalla presenza del coefficiente h_{forz}).

Lo pneumatico è immaginato fermo con le condizioni al contorno che si avvicinano intorno ad esso. Pertanto, gli elementi appartenenti al battistrada saranno interessati da condizioni al contorno corrispondenti al contatto con la strada e, successivamente, allo scambio convettivo forzato con l'aria esterna.

Il passaggio da una condizione di contatto con la strada ad una condizione di contatto con l'aria esterna viene realizzato mediante la rotazione delle condizioni al contorno nelle equazioni, sfruttando le matrici di permutazione.

Le equazioni scritte per il nodo 2 risultano valide per tutti quei nodi appartenenti allo strato surface, interni in direzione trasversale.

Per un nodo, ancora appartenente allo strato surface, ma esterno in direzione trasversale ($C=1/4$), ad esempio il nodo 1, l'equazione completa si scriverà:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{SEL} + \frac{K_1}{\Delta X} \cdot (T_5 - T_1) \cdot \frac{\Delta Y}{2} \cdot \frac{\Delta Z_1}{2} - \frac{K_1}{\Delta X} \cdot (T_1 - T_{57}) \cdot \frac{\Delta Y}{2} \cdot \frac{\Delta Z_1}{2} + \frac{K_1}{\Delta Y} \cdot (T_2 - T_1) \cdot \Delta X \cdot \frac{\Delta Z_1}{2} \\ + \frac{K_1}{\Delta Z_1} \cdot (T_{61} - T_1) \cdot \Delta X \cdot \frac{\Delta Y}{2} + CR \cdot \frac{F_x \cdot v_x + F_y \cdot v_y}{A} \cdot \Delta X \cdot \frac{\Delta Y}{2} + H_c \\ \cdot (T_s - T_1) \cdot \Delta X \cdot \frac{\Delta Y}{2} = m_1 \cdot c_{v1} \cdot \frac{\Delta T_1}{\Delta t} \end{aligned}$$

nel caso in cui il nodo sia a contatto con la strada; oppure sarà la seguente nel caso in cui il nodo sia a contatto con l'aria esterna:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{SEL} + \frac{K_1}{\Delta X} \cdot (T_5 - T_1) \cdot \frac{\Delta Y}{2} \cdot \frac{\Delta Z_1}{2} - \frac{K_1}{\Delta X} \cdot (T_1 - T_{57}) \cdot \frac{\Delta Y}{2} \cdot \frac{\Delta Z_1}{2} + \frac{K_1}{\Delta Y} \cdot (T_2 - T_1) \cdot \Delta X \cdot \frac{\Delta Z_1}{2} \\ + \frac{K_1}{\Delta Z_1} \cdot (T_{61} - T_1) \cdot \Delta X \cdot \frac{\Delta Y}{2} + h_{forz} \cdot (T_{aria} - T_1) \cdot \Delta X \cdot \frac{\Delta Y}{2} = m_1 \cdot c_{v1} \cdot \frac{\Delta T_1}{\Delta t} \end{aligned}$$

che, sviluppate, portano rispettivamente a:

$$\begin{aligned} \frac{\Delta T_1}{\Delta t} = \frac{1}{\rho \cdot c_{v1}} \cdot \left[\frac{4 \cdot \dot{Q}_{SEL}}{\Delta X \cdot \Delta Y \cdot \Delta Z_1} + \left(-\frac{2 \cdot K_1}{\Delta X^2} - \frac{2 \cdot K_1}{\Delta Y^2} - \frac{2 \cdot K_1}{\Delta Z_1^2} - \frac{2 \cdot H_c}{\Delta Z_1} \right) \cdot T_1 + \frac{2 \cdot K_1}{\Delta Y^2} \cdot T_2 \right. \\ \left. + \frac{K_1}{\Delta X^2} \cdot T_5 + \frac{K_1}{\Delta X^2} \cdot T_{57} + \frac{2 \cdot K_1}{\Delta Z_1^2} \cdot T_{61} + \frac{2 \cdot FP}{\Delta Z_1} + \frac{2 \cdot H_c}{\Delta Z_1} \cdot T_s \right] \end{aligned}$$

nel primo caso, e:

$$\begin{aligned} \frac{\Delta T_1}{\Delta t} = \frac{1}{\rho \cdot c_{v1}} \cdot \left[\frac{4 \cdot \dot{Q}_{SEL}}{\Delta X \cdot \Delta Y \cdot \Delta Z_1} + \left(-\frac{2 \cdot K_1}{\Delta X^2} - \frac{2 \cdot K_1}{\Delta Y^2} - \frac{2 \cdot K_1}{\Delta Z_1^2} - \frac{2 \cdot h_{forz}}{\Delta Z_1} \right) \cdot T_1 + \frac{2 \cdot K_1}{\Delta Y^2} \cdot T_2 \right. \\ \left. + \frac{K_1}{\Delta X^2} \cdot T_5 + \frac{K_1}{\Delta X^2} \cdot T_{57} + \frac{2 \cdot K_1}{\Delta Z_1^2} \cdot T_{61} + \frac{2 \cdot h_{forz}}{\Delta Z_1} \cdot T_{aria} \right] \end{aligned}$$

nel secondo.

Si scrivono ora le equazioni relative allo strato intermedio dello pneumatico, il bulk, per un nodo interno in direzione trasversale (C=1), ad es. il nodo 62.

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{SEL} + \frac{K_2}{\Delta X} \cdot (T_{66} - T_{62}) \cdot \Delta Y \cdot \left(\frac{\Delta Z_1}{2} + \frac{\Delta Z_2}{2} \right) - \frac{K_2}{\Delta X} \cdot (T_{62} - T_{118}) \cdot \Delta Y \cdot \left(\frac{\Delta Z_1}{2} + \frac{\Delta Z_2}{2} \right) + \frac{K_2}{\Delta Y} \\ \cdot (T_{61} - T_{62}) \cdot \Delta X \cdot \left(\frac{\Delta Z_1}{2} + \frac{\Delta Z_2}{2} \right) - \frac{K_2}{\Delta Y} \cdot (T_{62} - T_{63}) \cdot \Delta X \cdot \left(\frac{\Delta Z_1}{2} + \frac{\Delta Z_2}{2} \right) \\ + \frac{K_2}{\Delta Z_2} \cdot (T_{122} - T_{62}) \cdot \Delta X \cdot \Delta Y - \frac{K_1}{\Delta Z_1} \cdot (T_{62} - T_2) \cdot \Delta X \cdot \Delta Y \\ = m_{62} \cdot c_{v2} \cdot \frac{\Delta T_{62}}{\Delta t} \end{aligned}$$

Tale espressione, opportunamente sviluppata, porta a:

$$\begin{aligned} \frac{\Delta T_{62}}{\Delta t} = \frac{1}{\rho \cdot c_{v2}} \cdot \left[\frac{\dot{Q}_{SEL}}{\Delta X \cdot \Delta Y \cdot \left(\frac{\Delta Z_1}{2} + \frac{\Delta Z_2}{2} \right)} + \left(-\frac{2 \cdot K_2}{\Delta X^2} - \frac{2 \cdot K_2}{\Delta Y^2} - \frac{K_2}{\Delta Z_2 \cdot \left(\frac{\Delta Z_1}{2} + \frac{\Delta Z_2}{2} \right)} \right. \right. \\ \left. \left. - \frac{K_1}{\Delta Z_1 \cdot \left(\frac{\Delta Z_1}{2} + \frac{\Delta Z_2}{2} \right)} \right) \cdot T_{62} + \frac{K_2}{\Delta Y^2} \cdot T_{61} + \frac{K_2}{\Delta Y^2} \cdot T_{63} + \frac{K_2}{\Delta X^2} \cdot T_{66} + \frac{K_2}{\Delta X^2} \cdot T_{118} \right. \\ \left. + \frac{K_2}{\Delta Z_2 \cdot \left(\frac{\Delta Z_1}{2} + \frac{\Delta Z_2}{2} \right)} \cdot T_{122} + \frac{K_1}{\Delta Z_1 \cdot \left(\frac{\Delta Z_1}{2} + \frac{\Delta Z_2}{2} \right)} \cdot T_2 \right] \end{aligned}$$

Allo stesso modo, relativamente ad un nodo esterno in direzione trasversale, sempre appartenente allo strato bulk (C=1/2), si scriverà:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{SEL} + \frac{K_2}{\Delta X} \cdot (T_{65} - T_{61}) \cdot \frac{\Delta Y}{2} \cdot \left(\frac{\Delta Z_1}{2} + \frac{\Delta Z_2}{2} \right) - \frac{K_2}{\Delta X} \cdot (T_{61} - T_{117}) \cdot \frac{\Delta Y}{2} \cdot \left(\frac{\Delta Z_1}{2} + \frac{\Delta Z_2}{2} \right) + \frac{K_2}{\Delta Y} \\ \cdot (T_{62} - T_{61}) \cdot \Delta X \cdot \left(\frac{\Delta Z_1}{2} + \frac{\Delta Z_2}{2} \right) + \frac{K_2}{\Delta Z_2} \cdot (T_{121} - T_{61}) \cdot \Delta X \cdot \frac{\Delta Y}{2} - \frac{K_1}{\Delta Z_1} \\ \cdot (T_{61} - T_1) \cdot \Delta X \cdot \frac{\Delta Y}{2} = m_{61} \cdot c_{v2} \cdot \frac{\Delta T_{61}}{\Delta t} \end{aligned}$$

che, sviluppata, diventa:

$$\begin{aligned} \frac{\Delta T_{61}}{\Delta t} = \frac{1}{\rho \cdot c_{v2}} \cdot \left[\frac{2 \cdot \dot{Q}_{SEL}}{\Delta X \cdot \Delta Y \cdot \left(\frac{\Delta Z_1}{2} + \frac{\Delta Z_2}{2} \right)} + \left(-\frac{2 \cdot K_2}{\Delta X^2} - \frac{2 \cdot K_2}{\Delta Y^2} - \frac{K_2}{\Delta Z_2 \cdot \left(\frac{\Delta Z_1}{2} + \frac{\Delta Z_2}{2} \right)} \right. \right. \\ \left. \left. - \frac{K_1}{\Delta Z_1 \cdot \left(\frac{\Delta Z_1}{2} + \frac{\Delta Z_2}{2} \right)} \right) \cdot T_{61} + \frac{2 \cdot K_2}{\Delta Y^2} \cdot T_{62} + \frac{K_2}{\Delta X^2} \cdot T_{65} + \frac{K_2}{\Delta X^2} \cdot T_{117} \right. \\ \left. + \frac{K_2}{\Delta Z_2 \cdot \left(\frac{\Delta Z_1}{2} + \frac{\Delta Z_2}{2} \right)} \cdot T_{121} + \frac{K_1}{\Delta Z_1 \cdot \left(\frac{\Delta Z_1}{2} + \frac{\Delta Z_2}{2} \right)} \cdot T_1 \right] \end{aligned}$$

Restano ora da scrivere le equazioni relative allo strato più interno, *l'inner liner*. L'equazione di scambio per un nodo interno in direzione trasversale (C=1/2), ad esempio il 122, risulta:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{SEL} + \frac{K_2}{\Delta X} \cdot (T_{126} - T_{122}) \cdot \Delta Y \cdot \frac{\Delta Z_2}{2} - \frac{K_2}{\Delta X} \cdot (T_{122} - T_{158}) \cdot \Delta Y \cdot \frac{\Delta Z_2}{2} + \frac{K_2}{\Delta Y} \cdot (T_{121} - T_{122}) \\ \cdot \Delta X \cdot \frac{\Delta Z_2}{2} - \frac{K_2}{\Delta Y} \cdot (T_{122} - T_{123}) \cdot \Delta X \cdot \frac{\Delta Z_2}{2} + \frac{K_2}{\Delta Z_2} \cdot (T_{62} - T_{122}) \cdot \Delta X \cdot \Delta Y \\ + h_{int} \cdot (T_{aria_int} - T_{122}) \cdot \Delta X \cdot \Delta Y = m_{122} \cdot c_{v2} \cdot \frac{\Delta T_{122}}{\Delta t} \end{aligned}$$

che, semplificata, restituisce:

$$\begin{aligned} \frac{\Delta T_{122}}{\Delta t} = \frac{1}{\rho \cdot c_{v2}} \cdot \left[\frac{2 \cdot \dot{Q}_{SEL}}{\Delta X \cdot \Delta Y \cdot \Delta Z_2} + \left(-\frac{2 \cdot K_2}{\Delta X^2} - \frac{2 \cdot K_2}{\Delta Y^2} - \frac{2 \cdot K_2}{\Delta Z_2^2} - \frac{2 \cdot h_{int}}{\Delta Z_2} \right) \cdot T_{122} + \frac{K_2}{\Delta Y^2} \cdot T_{121} \right. \\ \left. + \frac{K_2}{\Delta Y^2} \cdot T_{123} + \frac{K_2}{\Delta X^2} \cdot T_{126} + \frac{K_2}{\Delta X^2} \cdot T_{158} + \frac{2 \cdot K_2}{\Delta Z_2^2} \cdot T_{62} + \frac{2 \cdot h_{int}}{\Delta Z_2} \cdot T_{aria_int} \right] \end{aligned}$$

Infine, per un nodo esterno in direzione trasversale, sempre appartenente all'inner liner (C=1/4), risulta:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{SEL} + \frac{K_2}{\Delta X} \cdot (T_{125} - T_{121}) \cdot \frac{\Delta Y}{2} \cdot \frac{\Delta Z_2}{2} - \frac{K_2}{\Delta X} \cdot (T_{121} - T_{157}) \cdot \frac{\Delta Y}{2} \cdot \frac{\Delta Z_2}{2} + \frac{K_2}{\Delta Y} \cdot (T_{122} - T_{121}) \\ \cdot \Delta X \cdot \frac{\Delta Z_2}{2} + \frac{K_2}{\Delta Z_2} \cdot (T_{61} - T_{121}) \cdot \Delta X \cdot \frac{\Delta Y}{2} + h_{int} \cdot (T_{aria_int} - T_{121}) \cdot \Delta X \cdot \frac{\Delta Y}{2} \\ = m_{121} \cdot c_{v2} \cdot \frac{\Delta T_{121}}{\Delta t} \end{aligned}$$

la quale, semplificata, fornisce:

$$\begin{aligned} \frac{\Delta T_{121}}{\Delta t} = \frac{1}{\rho \cdot c_{v2}} \cdot \left[\frac{4 \cdot \dot{Q}_{SEL}}{\Delta X \cdot \Delta Y \cdot \Delta Z_2} + \left(-\frac{2 \cdot K_2}{\Delta X^2} - \frac{2 \cdot K_2}{\Delta Y^2} - \frac{2 \cdot K_2}{\Delta Z_2^2} - \frac{2 \cdot h_{int}}{\Delta Z_2} \right) \cdot T_{121} + \frac{2 \cdot K_2}{\Delta Y^2} \right. \\ \left. \cdot T_{122} + \frac{K_2}{\Delta X^2} \cdot T_{125} + \frac{K_2}{\Delta X^2} \cdot T_{157} + \frac{2 \cdot K_2}{\Delta Z_2^2} \cdot T_{61} + \frac{2 \cdot h_{int}}{\Delta Z_2} \cdot T_{aria_int} \right] \end{aligned}$$

Concludendo, l'equazione matriciale alla base del modello risulta del tipo:

$$\begin{pmatrix} \frac{\partial T_1}{\partial t} \\ \frac{\partial T_2}{\partial t} \\ \frac{\partial T_3}{\partial t} \\ \dots \\ \frac{\partial T_n}{\partial t} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} b_1 \\ b_2 \\ \dots \\ b_n \end{pmatrix} + \frac{1}{\rho \cdot c_v} \begin{pmatrix} a_{11} & \dots & a_{1n} \\ a_{21} & \dots & a_{2n} \\ \dots & \dots & \dots \\ \dots & \dots & \dots \\ a_{n1} & \dots & a_{nn} \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} T_1 \\ T_2 \\ \dots \\ T_n \end{pmatrix}$$

3.7 Il modello “monoblocco”: la versione del T.R.T. per simulazioni Real Time

Il Thermo Racing Tyre con una discretizzazione in ogni strato lungo tutte le direzioni presenta un aggravio computazionale tale da non essere in grado di simulare il comportamento dello pneumatico in tempo reale. Per tale ragione, con la finalità di utilizzare il modello in test *Hardware in the Loop* e *Human & Hardware in the Loop*, si è proceduto ad una semplificazione del TRT.

A tal punto, considerando il modello all'interno di una catena termo-meccanica, per gli strati bulk e inner liner risulta necessaria la sola temperatura media e non la distribuzione dettagliata di temperatura. Tale considerazione ha permesso di effettuare la seguente semplificazione: gli strati bulk e inner liner sono stati ridotti ad un unico nodo.

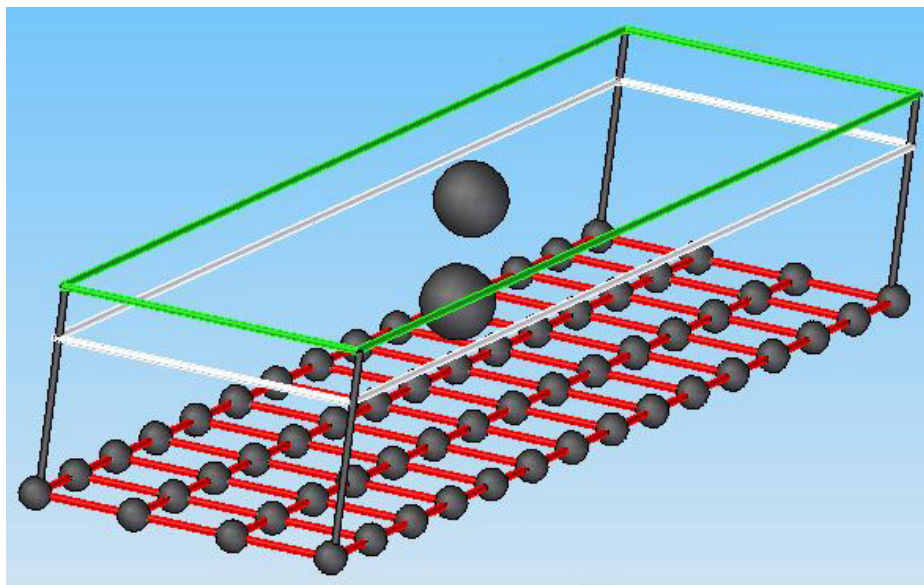


Fig. 3.9 – TRT “monoblocco” - schematizzazione dello pneumatico

Così facendo si è ridotto il numero di equazioni di una quantità pari a $[(numx \cdot numy) \cdot 2 - 2]$, che nel caso presentato in precedenza (cfr §3.2) di $numx = 15$ e $numy = 4$ corrisponde a ben 118 equazioni in meno!

La suddetta semplificazione è stata effettuata preservando i bilanci termici tra gli strati e concentrando nell'unico nodo la massa e le proprietà caratteristiche dello strato.

La versione del modello così realizzata ha permesso di realizzare simulazioni *real time* anche utilizzando passi di integrazione molto piccoli. In particolare, il Thermo Racing Tyre è stato integrato con un intero modello di veicolo e sono stati effettuati alcuni test utilizzando differenti passi di integrazione per il modello termico al fine di valutare l'incremento di memoria richiesto per la simulazione ed eventuali differenze nella qualità degli output del modello. Di seguito si riporta una tabella riassuntiva relativa al test effettuato.

Passo di Integrazione TRT (Hz)	CpuTime (%, Con TRT vs Senza TRT)
100	0
500	+8
2500	+48

Tab. 3.2 – CpuTime aggiuntiva richiesta per l'utilizzo del TRT con il modello veicolo

Da un punto di vista computazionale si è potuto appurare che l'utilizzo di un passo di integrazione pari ad 1/100 di secondo non comportava variazioni di memoria richiesta rispetto al caso in cui il TRT era assente. Valutando, invece, la qualità delle grandezze riprodotte si è apprezzato un sensibile miglioramento con l'utilizzo di un passo inferiore, del valore di 1/500 di secondo, e si è constatato che diminuendolo ulteriormente non si ottenevano vantaggi.

Pertanto, la scelta del passo di integrazione ottimale è ricaduta su 500Hz che permette di avere una buona qualità delle grandezze riprodotte, anche per la temperatura dell'area di contatto, ossia il segnale variabile con la più alta frequenza, e un sufficientemente ridotto impatto sul carico computazionale.

3.8 Il modello“locale”: la versione del T.R.T con grandezze locali

Utilizzando le forze e le velocità di slittamento globali agenti all'interfaccia pneumatico-suolo non è possibile ottenere una distribuzione di temperatura variabile lungo y. Volendo ottenere dal modello termico l'informazione relativa alla variazione di temperatura in direzione trasversale risulta necessario conoscere le grandezze a livello locale ossia nodo per nodo. Per tenere in conto di effetti locali, come quelli dovuti al camber, si è interfacciato il modello termico con un modello di interazione pneumatico strada in grado di fornire pressioni, sollecitazioni tangenziali e velocità di slittamento relative ad ogni nodo.

Si è quindi particolarizzato il TRT per fare in modo che potesse ricevere grandezze di input locali. In particolare, si è scelto di analizzare gli effetti su diverse strisce

longitudinali (*rib*) in cui è suddiviso (nel caso di pneumatici grooved) o si può immaginare suddiviso (nel caso di pneumatici slick) lo pneumatico.

Su ciascuno dei j rib costituenti lo pneumatico si è calcolata la friction power nel seguente modo:

$$FP_j = \sum_{i=1}^{n_j} \left[(\tau_{x_i} \cdot v_{x_i}) + (\tau_{y_i} \cdot v_{y_i}) \right] \cdot d_{x_i} \cdot d_{y_i}$$

in cui

τ_{x_i} è la sollecitazione longitudinale agente sul nodo i -esimo del j -esimo rib

τ_{y_i} è la sollecitazione laterale agente sul nodo i -esimo del j -esimo rib

v_{x_i} è la velocità di slittamento rispetto al suolo del nodo i -esimo del j -esimo rib

v_{y_i} è la velocità di slittamento rispetto al suolo del nodo i -esimo del j -esimo rib

d_{x_i} è la dimensione longitudinale del volumetto di controllo relativo al nodo i -esimo del j -esimo rib

d_{y_i} è la dimensione trasversale del volumetto di controllo relativo al nodo i -esimo del j -esimo rib

n_j è il numero di nodi del j -esimo rib

In tal modo è stato possibile fornire come output del modello le temperature su ciascuno dei rib costituenti lo pneumatico.

3.9 Implementazioni delle equazioni in ambiente Matlab/Simulink

L'ambiente software utilizzato per l'implementazione del modello è stato Matlab/Simulink.

In Matlab è stata scritta tutta la procedura di inizializzazione del modello, nella quale si assegnano i parametri necessari alla simulazione tra i quali le seguenti grandezze:

- numero di nodi in direzione x ;
- numero di nodi in direzione y ;
- temperatura dell'aria esterna;
- temperatura della strada;
- temperatura del gas di gonfiaggio;
- temperature iniziali diversificate per ogni strato;

e inoltre si realizza la mesh con cui si discretizza il modello, giungendo alla creazione di una struttura TRT.

Field	Value
Tyre	<1x1 struct>
InnerGas	<1x1 struct>
ScalingFactors	<1x1 struct>
Flag	<1x1 struct>
Road	<1x1 struct>
Air	<1x1 struct>
Calc	<1x1 struct>
Cc	<1x1 struct>
matricione	<1x1 struct>
BoundaryCond	<1x1 struct>

Fig. 3.10 – Struttura TRT contenente i parametri di input

Inoltre, in fase di pre-processo vengono create due matrici (tante quante sono le conducibilità termiche e quindi gli strati di materiale omogeneo), quadrate e di dimensione: $(numx \cdot numy \cdot numz) \times (numx \cdot numy \cdot numz)$ contenenti i termini non tempo-varianti. Ognuna delle due matrici moltiplicherà una delle due conducibilità termiche.

La scrittura delle equazione è stata realizzata in Simulink. Per motivi legati ad una più semplice e sicura manutenzione del modello, di esso si è creato una libreria: in tal modo replicando quattro volte la stessa si sono ottenuti i modelli dei quattro pneumatici costituenti il veicolo, differenti fra loro solo per il valore dei parametri.

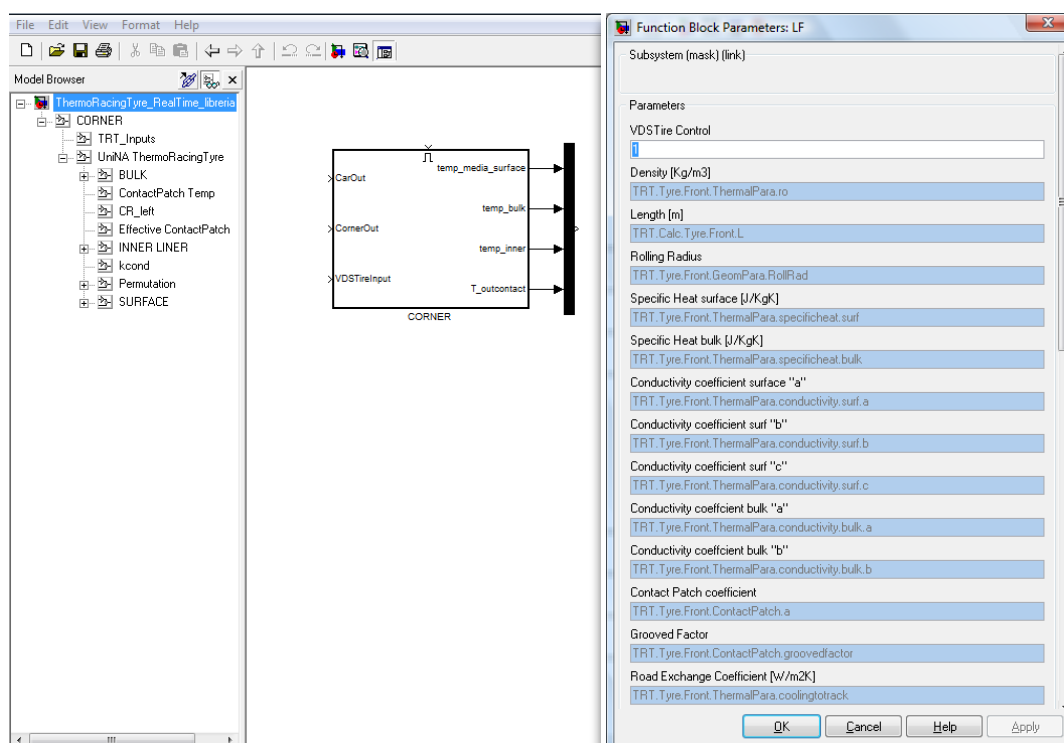


Fig. 3 11– Libreria del modello termico e maschera dei parametri

Gli input per ciascuna ruota sono i seguenti:

- Velocità angolare della ruota (rad/s);
- Velocità di avanzamento del veicolo (m/s);

- Forza di interazione longitudinale (N);
- Forza di interazione laterale (N);
- Carico normale (N);
- Velocità di slittamento longitudinale (m/s);
- Velocità di slittamento laterale (m/s);
- Temperatura del gas di gonfiaggio ($^{\circ}\text{C}$).

Ciascuno dei precedenti segnali è fornito al modello sottoforma di vettore in funzione del tempo.

Il modello, per ogni pneumatico, risulta strutturato come mostrato dalla figura seguente:

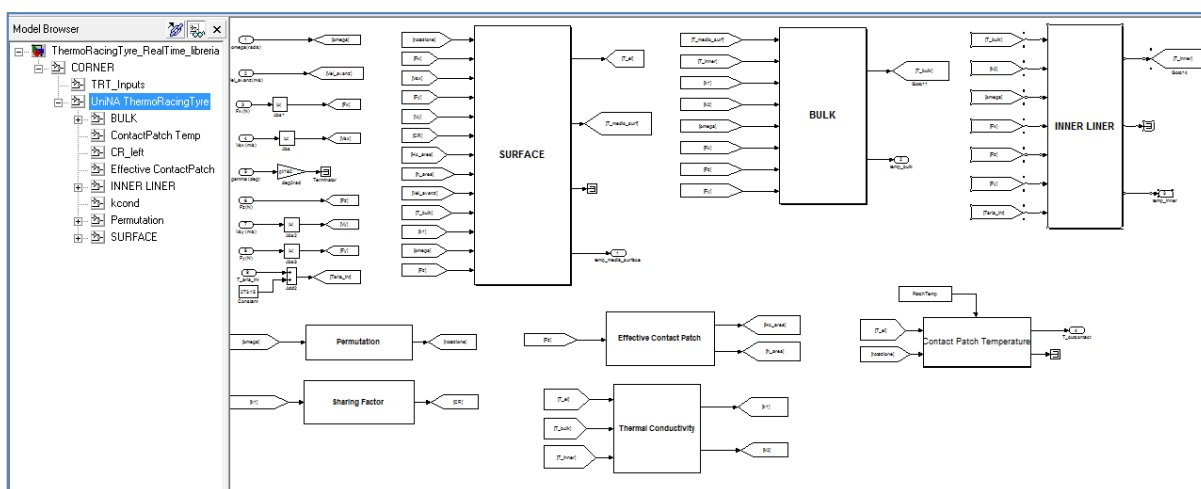


Fig. 3.12 – Principali sottosistemi del modello

Come è possibile vedere dalla figura, sono presenti, separatamente, le equazioni relative ai tre strati, surface, bulk e inner liner, vi sono i sottosistemi deputati al calcolo, istante per istante, delle conducibilità (Thermal Conductivity) e del coefficiente di ripartizione (Sharing Factor) in funzione della temperatura, vi è il calcolo della temperatura nella zona di contatto con l'asfalto (Contact Patch Temperature) ed il sottosistema che permette di tenere in conto la variazione dell'area di contatto (Effective Contact Patch).

È presente, poi, un sottosistema che realizza l'alternanza delle condizioni al contorno intorno allo pneumatico (Permutation). Per imporre la rotazione di tali condizioni, si è ricorso alla tecnica delle matrici di permutazione. Esse vengono premoltiplicate per la matrice dei coefficienti e per il vettore dei termini noti al fine di permutarne le componenti. In tal modo si conferiscono ai singoli elementi le condizioni al contorno correnti. Allo scopo di snellire la mole di calcolo, la permutazione non viene applicata per intero alla matrice dei coefficienti ed al vettore dei termini noti, ma solo a quegli elementi cui competono condizioni al contorno variabili. La singola moltiplicazione per la matrice di permutazione conferisce uno step angolare pari al rapporto tra l'intera lunghezza della circonferenza dello pneumatico ed il numero di elementi disposti lungo X.

L'implementazione in Matlab/Simulink di tale procedura è consistita nella definizione di diverse matrici di permutazione, ognuna corrispondente ad un determinato step angolare. La singola matrice viene selezionata avvalendosi di un contatore che tiene conto della rotazione dello pneumatico e che si azzerà in corrispondenza di un giro completo della ruota.

L'equazione matriciale di bilancio termico dello strato surface si presenta, in ambiente Simulink, nel seguente modo:

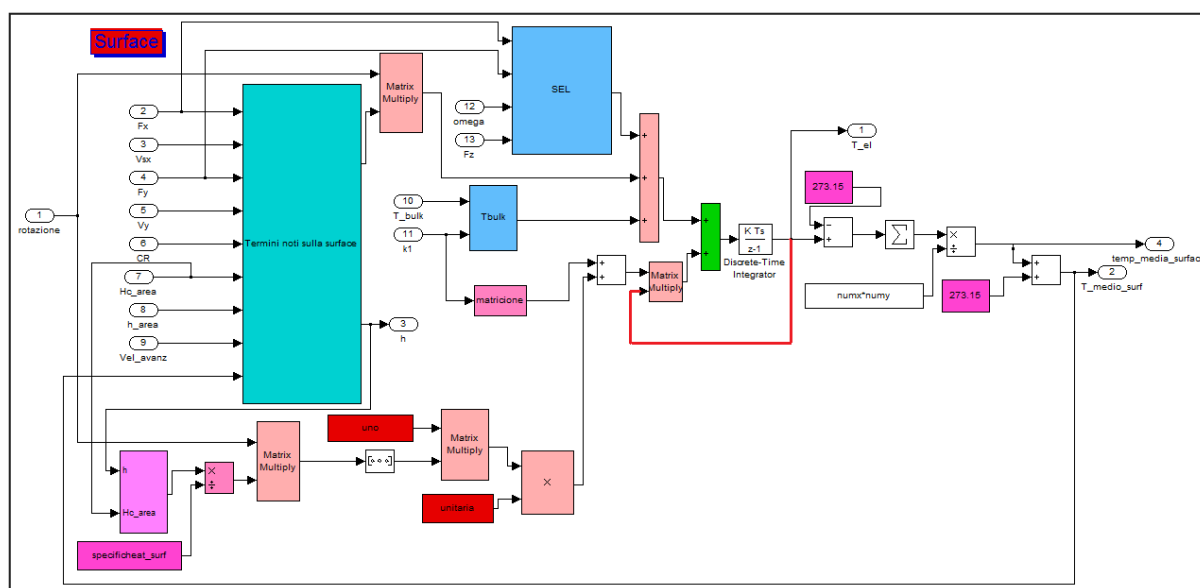


Fig. 3.13 – Struttura interna del blocco “surface”

Il sottosistema “*termini noti sulla surface*” (fig. 3.9) ha come output un vettore di $numx \cdot numy$ elementi contenenti i termini inerenti la generazione di calore per *friction power* e gli scambi di calore con l’ambiente esterno, perciò sia *cooling* con la strada, sia scambio con l’aria esterna.

Questi termini vengono moltiplicati per la matrice di permutazione (indicata in figura con l’input *rotazione*) che realizza la rotazione delle condizioni al contorno.

Inoltre, sempre dalla stessa figura, si nota che l’elemento “*rotazione*” moltiplica anche il gruppo di blocchetti in color magenta, nella parte inferiore dell’immagine. Questa serie di termini contiene tutti quegli elementi, appartenenti alla diagonale principale della matrice dei coefficienti, che dovranno ruotare assieme alle condizioni al contorno (sottosistema “*diagup*”), ed è questo il motivo per cui tali termini non possono essere inseriti nel blocchetto della matrice dei coefficienti. L’output è un vettore, che viene poi trasformato in una matrice diagonale della stessa dimensione della matrice dei coefficienti, e che si andrà a sommare a quest’ultima.

Il sottosistema “*SEL*” contiene il termine relativo alla generazione di calore per deformazione ciclica dello pneumatico, già esaminato in precedenza.

Nella figura è evidenziato in rosso il ramo di retroazione delle temperature calcolate che andranno a moltiplicare, ad ogni passo di integrazione, la matrice dei coefficienti.

Anche per gli strati bulk e inner liner è presente il blocco “termini noti”.

Il blocchetto “*termini noti sull’inner*” è un vettore contenente i termini relativi allo scambio termico con il gas di gonfiaggio. Tale blocchetto non è sottoposto a rotazione in quanto le condizioni al contorno relative non cambiano. Anche in questo caso, i termini inerenti tale scambio che si trovano sulla diagonale principale sono individuati dai blocchetti in magenta nella parte inferiore dell’immagine (blocchetto “*diagdown*”).

Si tenga presente che il termine “*termini noti sul bulk*” è un vettore i cui elementi sono tutti nulli, in quanto termini noti sullo strato intermedio dello pneumatico non ve ne sono. La sua presenza è però necessaria per mantenere la congruenza stabilita dalla dimensione della matrice dei coefficienti.

Tutti i termini fin qui esposti sono divisi per i calori specifici dei relativi strati di nodi. In particolare la matrice dei coefficienti viene premoltiplicata per una matrice diagonale di pari dimensione contenente gli inversi dei calori specifici per ogni strato. Tale operazione viene effettuata in ambiente *Simulink* in modo da consentire l’implementazione di una legge di variazione dei calori specifici con la temperatura, qualora lo si ritenga necessario.

Allorquando si riducano gli strati bulk ed inner liner ad un unico nodo (modello monoblocco), per tali strati il modello si riduce ad un’unica equazione e scompaiono i blocchi “termini noti” (fig. 3.14 e 3.15).

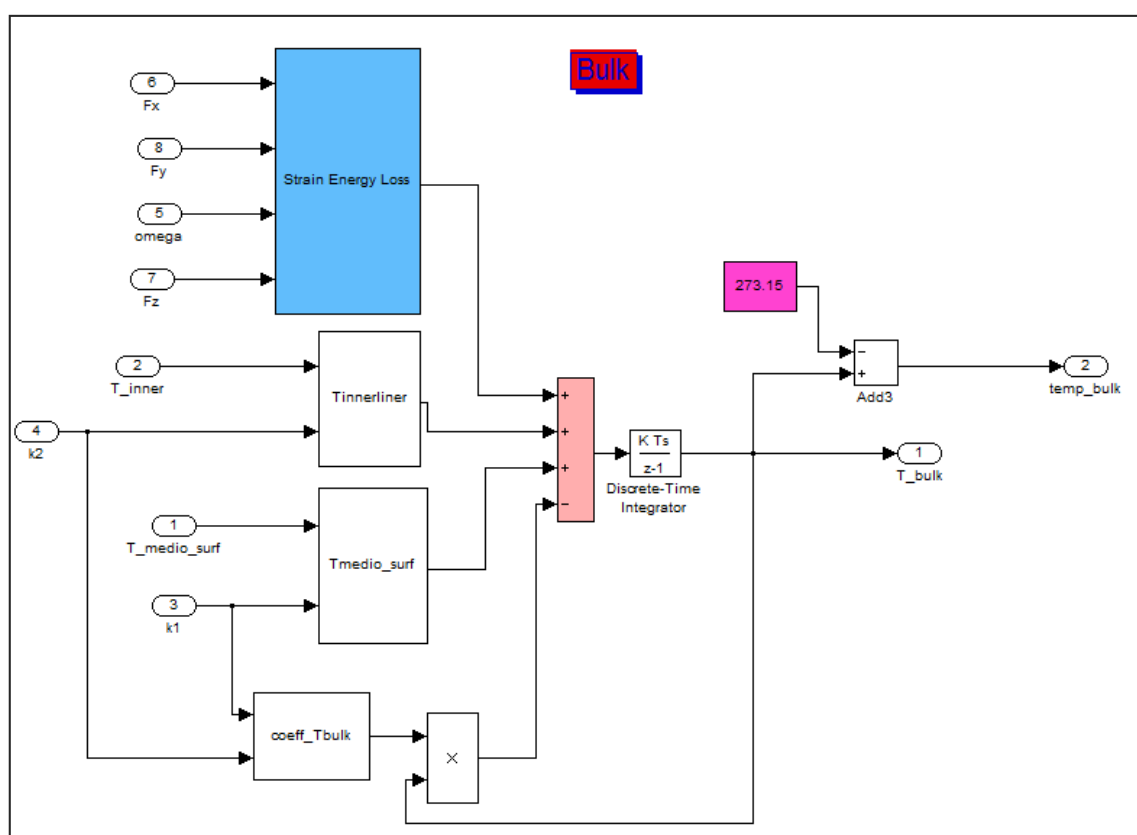


Fig. 3.14 – Struttura interna del blocco “bulk”

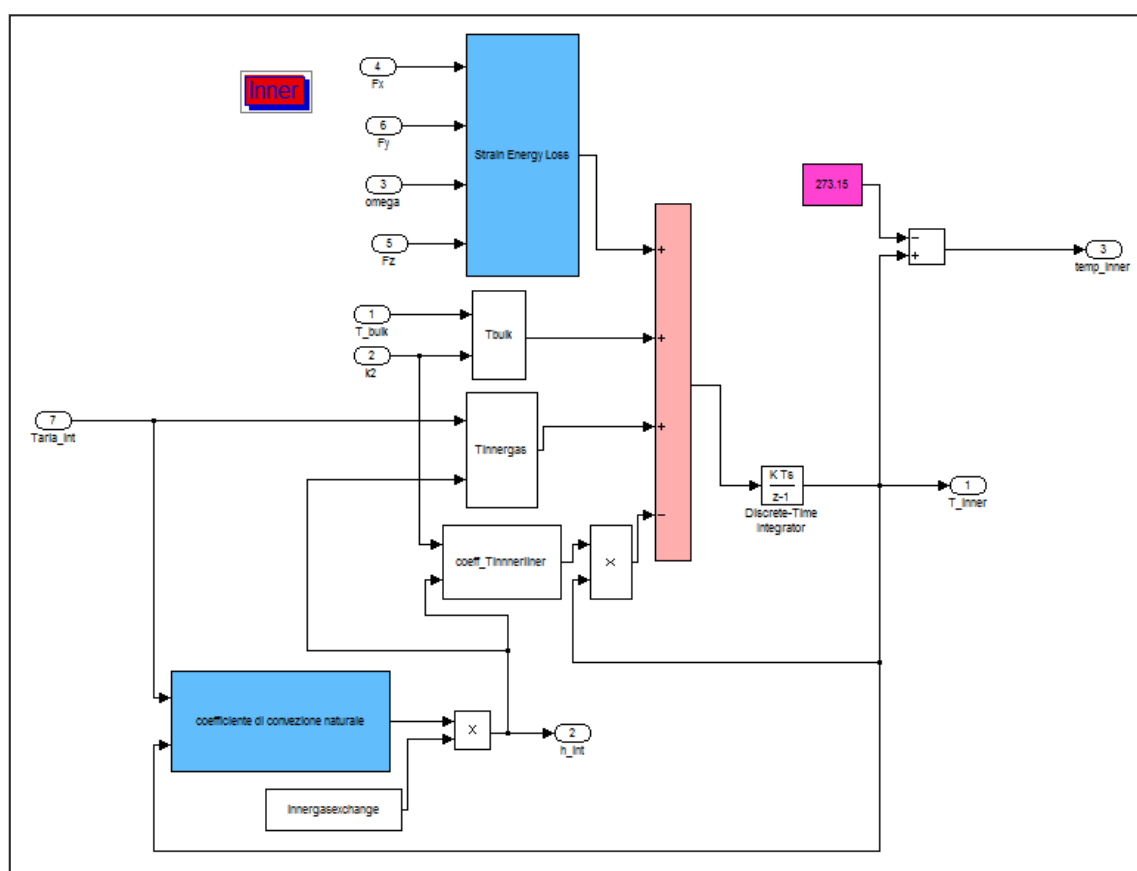


Fig. 3.15 – Struttura interna del blocco “inner liner”

Con l'intento di correggere eventuali *errori (approssimazioni)* e consentire un operazione di *tuning* sono stati inseriti degli *scaling factor*. Essi agiscono:

- sullo scambio termico convettivo con l'aria esterna;
- sulla SEL;
- sul coefficiente di ripartizione del calore tra pneumatico e strada;
- sulla friction power longitudinale;
- sulla friction power laterale;
- sul cooling con la strada.

Inoltre, per permettere di attivare o disattivare alcuni scambi termici e generazioni di calore, sono stati creati dei *flag* di controllo. In particolare è possibile disattivare uno o più dei seguenti termini:

- scambio termico convettivo con l'aria esterna;
- scambio termico convettivo con il gas di gonfiaggio;
- scambio termico con la strada;
- generazione di calore per *friction power*;
- generazione di calore per *Strain Energy* (SEL);
- scambio termico conduttivo tra strato *surface* e strato *bulk*;
- scambio termico conduttivo tra strato *bulk* e strato *inner*.

Come output il modello è in grado di fornire:

- Temperatura di ogni nodo di ogni strato;

- Temperatura media istantanea tra i nodi dello strato *surface*;
- Temperatura media istantanea tra i nodi dello strato *bulk*;
- Temperatura media istantanea tra i nodi dello strato *inner liner*;
- Potenza termica generata dallo pneumatico per *friction power*;
- Potenza termica scambiata dallo pneumatico con l'aria esterna;
- Potenza termica scambiata dallo pneumatico con la strada;
- Potenza termica scambiata dallo pneumatico con il gas di gonfiaggio;
- Potenza termica generata dallo pneumatico per isteresi;

Appendice al capitolo 3

A3.1 Meccanismi di scambio termico per irraggiamento

Nella formulazione del modello si è convenuto di trascurare i meccanismi di scambio termico per irraggiamento.

Si procede, pertanto, ad un calcolo qualitativo del relativo flusso termico volto a validare l'ipotesi fatta. In particolare si effettua un calcolo delle potenze termiche scambiate per irraggiamento tra lo pneumatico e l'ambiente circostante ricorrendo alla formulazione relativa ai corpi neri. Tale semplificazione è certamente attuabile dato che restituisce una stima per eccesso dell'effettiva potenza termica scambiata.

L'ambiente è considerato come un corpo nero alla temperatura T_{aria} .

Lo pneumatico è considerato come un corpo nero alla temperatura T_p .

Ponendoci nelle condizioni più estreme fissiamo la temperatura dell'aria a 20°C e la temperatura dello pneumatico a 150°C. La potenza termica scambiata per unità di superficie è pari a:

$$Q = \sigma \cdot (T_p^4 - T_a^4) = 5.67 \cdot \left[\left(\frac{T_p}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_a}{100} \right)^4 \right] = 1399 \left(\frac{W}{m^2} \right)$$

con $\sigma = 5.67 \cdot 10^{-8} \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K}^4)$ costante di Stefan-Boltzmann

In definitiva la potenza termica scambiata per irraggiamento è trascurabile essendo inferiore di un ordine di grandezza rispetto alle altre potenze in gioco che interessano lo strato superficiale.

A3.2 Calcolo approssimato del coefficiente di ripartizione del flusso termico

Per la determinazione del coefficiente di ripartizione del flusso termico nel contatto pneumatico-strada si fa riferimento alla teoria delle frizioni [14]. È necessario risolvere un sistema di due equazioni alle derivate parziali del secondo ordine.

Indicando con T l'incremento di temperatura rispetto a quella di riferimento e introdotto un sistema di riferimento con origine sulla superficie di separazione, è possibile scrivere per ciascuno dei due elementi a contatto l'equazione della diffusione nella forma:

$$\frac{\partial^2 T_p}{\partial \rho^2} = \frac{1}{\alpha_p} \cdot \frac{\partial T_p}{\partial t} \qquad \frac{\partial^2 T_s}{\partial \rho^2} = \frac{1}{\alpha_s} \cdot \frac{\partial T_s}{\partial t}$$

dove si è indicato con α la diffusività termica e con i pedici p e s si sono distinte le grandezze riferite, rispettivamente, allo pneumatico e alla strada. A questo punto bisogna definire le condizioni ai limiti che ci permettono la successiva integrazione.

• *Condizione iniziale*

$$T_p(\rho, 0) = T_s(\rho, 0) = 0$$

• *Condizioni al contorno*

Innanzitutto bisogna considerare una condizione di equilibrio tra il flusso totale e quella che interessa i due elementi:

$$q_p(t) + q_s(t) = -k_p \cdot \frac{\partial T_p}{\partial \rho} \bigg|_{\rho=0} - k_s \cdot \frac{\partial T_s}{\partial \rho} \bigg|_{\rho=0} = q(t) \quad (\text{a.2})$$

Inoltre per evitare azioni di scambio termico tra gli elementi si fa l'ipotesi semplificativa che in ogni istante le superfici dei due elementi siano alla stessa temperatura:

$$T_p(0, t) = T_s(0, t)$$

Infine le altre due condizioni sono legate alla geometria degli elementi. In particolare dall'ipotesi di spessore infinito:

$$\lim_{\rho \rightarrow \infty} T_p(\rho, t) = \lim_{\rho \rightarrow \infty} T_s(\rho, t) = 0$$

La soluzione al sistema di equazioni differenziali può essere trovata impiegando il metodo della trasformata di Laplace che consente di porre l'equazione della conduzione in una forma alle derivate ordinarie che può essere facilmente integrata.

In particolare le trasformate degli innalzamenti termici possono porsi nella forma:

$$\Theta_i'(\rho, u) = A \cdot \exp \left[-\rho \cdot \sqrt{\frac{u}{\alpha_i}} \right] \quad (\text{a.3})$$

con A costante di integrazione.

Per valutare la ripartizione del flusso termico sviluppato all'interfaccia, basta considerare che, dovendo sussistere la condizione di equilibrio (a.2), analoga relazione deve sussistere tra le rispettive trasformate¹:

$$-k_p \cdot \frac{\partial \Theta'_p}{\partial \rho} \Big|_{\rho=0} = -k_s \cdot \frac{\partial \Theta'_s}{\partial \rho} \Big|_{\rho=0} = q(t)$$

da cui tenendo conto della (a.3) si ha:

$$q'_i(u) = -k_i \cdot \frac{\partial \Theta'_i}{\partial \rho} \Big|_{\rho=0} = -\frac{k_i}{H \cdot \sqrt{\alpha_i}} \quad \text{con } H = \frac{k_p}{\sqrt{\alpha_p}} + \frac{k_s}{\sqrt{\alpha_s}}$$

In definitiva si ottiene:

$$\frac{q'_p(u)}{q'_s(u)} = \frac{q_p(t)}{q_s(t)} = \frac{k_p}{k_s} \cdot \sqrt{\frac{\alpha_s}{\alpha_p}}$$

A3.3 Calcolo del coefficiente di scambio termico nella zona di contatto pneumatico-suolo

Lo scambio termico tra due solidi a contatto è simulabile in modo analogo alla convezione tramite un coefficiente di scambio termico pari all'inverso della resistenza ($H_c = 1/R$).

Questo fenomeno si presenta quando due solidi sono posti a contatto e si manifesta con una discontinuità nel profilo della temperatura in corrispondenza dell'interfaccia di separazione tra i due corpi.

La resistenza termica dipende dalle proprietà dei due materiali, in particolare dalla loro conducibilità e durezza, dalla rugosità e dallo stato di finitura delle due superfici, dalla pressione con cui i due corpi sono posti a contatto, dalla presenza o meno di un fluido interstiziale e dalle sue caratteristiche fisiche. Nella simulazione la dipendenza da questi parametri è conglobata nel coefficiente di scambio H_c , determinato sperimentalmente.

A3.4 Calcolo del coefficiente di scambio termico convettivo

Per la determinazione del coefficiente di convezione h , sia forzato che naturale, ci si è basati sul classico approccio dell'analisi adimensionale [16], tenendo presente che è:

$$h = \frac{Nu \cdot K_{aria}}{L}$$

¹ La trasformata di Laplace è da intendersi rispetto alla variabile temporale e lascia del tutto inalterato il legame spaziale.

dove

Nu è il numero di Nusselt (*adim*);

K_{aria} è la conducibilità termica dell'aria ($\frac{W}{m \cdot K}$);

L è una lunghezza caratteristica della superficie di scambio termico (*m*).

Per quanto riguarda la determinazione del coefficiente di convezione forzata, come noto, il numero di Nusselt assume espressioni differenti a seconda della geometria in esame e del numero di Reynolds, come riportato nella seguente tabella.

Geometria	Campi di validità	Relazioni	L	Temperatura a cui calcolare le proprietà del fluido
Condotti attraversati internamente dal fluido	$0,7 < Pr$ $6000 < Re$	$\overline{Nu} = 0,023 Re^{0,80} Pr^{0,33}$	D_i	$\frac{t_s + t_\infty}{2}$
Cilindro investito normalmente dal fluido Gas	$0,4 < Re < 4$ $4 < Re < 40$ $40 < Re < 4000$ $4000 < Re < 40000$ $40000 < Re < 400000$	$\overline{Nu} = 0,891 Re^{0,330}$ $\overline{Nu} = 0,821 Re^{0,385}$ $\overline{Nu} = 0,615 Re^{0,466}$ $\overline{Nu} = 0,174 Re^{0,618}$ $\overline{Nu} = 0,0239 Re^{0,805}$	D_e	$\frac{t_s + t_\infty}{2}$
Cilindro investito normalmente dal fluido Liquido	$0,4 < Re < 4$ $4 < Re < 40$ $40 < Re < 4000$ $4000 < Re < 40000$ $40000 < Re < 400000$	$\overline{Nu} = 0,980 Re^{0,330} Pr^{0,31}$ $\overline{Nu} = 0,903 Re^{0,385} Pr^{0,31}$ $\overline{Nu} = 0,676 Re^{0,466} Pr^{0,31}$ $\overline{Nu} = 0,191 Re^{0,618} Pr^{0,31}$ $\overline{Nu} = 0,0263 Re^{0,805} Pr^{0,31}$	D_e	$\frac{t_s + t_\infty}{2}$
Sfera lambita esternamente dal fluido	$25 < Re < 100000$	$\overline{Nu} = 0,37 Re^{0,6}$	D_e	$\rho_a T_\infty$ $\mu e k_f a \frac{t_s + t_\infty}{2}$

Fig. A.1 - Relazioni per il calcolo del coefficiente di convezione forzata per alcune geometrie

Pertanto, è stata considerata la seguente formula, valida per un cilindro investito trasversalmente dall'aria e per un campo di moto caratterizzato da $40000 < Re < 400000$:

$$Nu = 0.0239 \cdot Re^{0.805}$$

Il numero di Reynolds è espresso da:

$$Re = \frac{V \cdot L}{\nu}$$

con:

V velocità del fluido $\left(\frac{m}{s}\right)$, considerata coincidente con la velocità di avanzamento del veicolo (l'aria è supposta ferma);

L lunghezza caratteristica della superficie di scambio termico (m);

ν viscosità cinematica dell'aria $\left(\frac{m^2}{s}\right)$.

In particolare, è stato verificato sperimentalmente che il seguente valore di lunghezza caratteristica dà buoni risultati per la geometria scelta:

$$L = \frac{1}{\frac{1}{L_{oriz}} + \frac{1}{L_{vert}}} = \frac{1}{\frac{1}{D_e} + \frac{1}{W}}$$

con

W larghezza del battistrada (m);

D_e diametro esterno dello pneumatico (m).

Il coefficiente di convezione forzata risulta, quindi, pari a:

$$h_{forz} = \frac{K_{aria}}{L} \cdot \left[0.0239 \cdot \left(\frac{V \cdot L}{\nu} \right)^{0.805} \right]$$

Le proprietà dell'aria vengono calcolate riferendosi ad una temperatura media:

$$T_m = \frac{T_s + T_\infty}{2}$$

dove:

T_s : temperatura della superficie esterna dello pneumatico;

T_∞ : temperatura dell'aria esterna.

Mentre per la temperatura della superficie esterna dello pneumatico si fa riferimento alla temperatura normalmente imposta dalle termocoperte, per l'aria esterna si è deciso di fare riferimento all'effettivo valore che questa assume nella particolare simulazione eseguita, in modo da considerare le proprietà termodinamiche dell'aria relative al circuito di volta in volta in esame.

Pertanto, in base ai valori riportati nelle apposite tabelle [16], è stato ipotizzato un andamento con la temperatura lineare per la conducibilità e secondo una legge cubica per la viscosità cinematica in funzione di T_∞ .

Nel caso di convezione naturale, per il calcolo del numero di Nusselt per la geometria in esame, la correlazione ricavata [16] è:

$$Nu = 0.53 \cdot Gr^{0.25} \cdot Pr^{0.25}$$

dove:

Gr è il numero di Grashof ($adim$), pari a

$$Gr = \frac{g \cdot \beta \cdot L^3 \cdot (T - T_{\infty})}{\nu^2}$$

Pr è il numero di Prandtl (*adim*), pari a

$$Pr = \frac{\mu \cdot c_p}{K_{aria}}$$

in cui g è l'accelerazione di gravità, β è il coefficiente di dilatazione termica dell'aria, T_{∞} è la temperatura dell'aria a distanza infinita, μ la viscosità dinamica e c_p è il calore specifico a pressione costante sempre dell'aria.

Per ciò che concerne il fenomeno di convezione naturale che interessa lo pneumatico ed il gas di gonfiaggio, le correlazioni utilizzate per il calcolo del coefficiente h_{int} sono riportate nella seguente tabella:

Geometria	Campi di validità	Relazioni	L	temperatura per il calcolo delle proprietà del fluido
Cavità rettangolare verticale (o cavità cilindrica verticale) di altezza H	GrPr < 2000 0,5 < Pr < 2 2·10 ³ < GrPr < 2·10 ⁵ 11 < H/δ < 42	$\overline{Nu} = 1$ $\overline{Nu} = 0,197(GrPr)^{0,25}(H/\delta)^{-0,11}$	δ	$\frac{t_1 + t_2}{2}$
Gas	0,5 < Pr < 2 2·10 ³ < GrPr < 10 ⁷ 11 < H/δ < 42	$\overline{Nu} = 0,073(GrPr)^{0,33}(H/\delta)^{-0,11}$		
Cavità rettangolare verticale (o cavità cilindrica verticale) di altezza H	GrPr < 2000 1 < Pr < 2·10 ⁴ 10 ⁴ < GrPr < 10 ⁷ 10 < H/δ < 40	$\overline{Nu} = 1$ $\overline{Nu} = 0,042(GrPr)^{0,25}(H/\delta)^{-0,3}$	δ	$\frac{t_1 + t_2}{2}$
Liquido	1 < Pr < 20 10 ⁶ < GrPr < 10 ⁹ 1 < H/δ < 40	$\overline{Nu} = 0,046(GrPr)^{0,33}$		
Cavità rettangolare orizzontale (superficie calda in alto)		$\overline{Nu} = 1$	δ	$\frac{t_1 + t_2}{2}$
Cavità rettangolare orizzontale (superficie calda in basso)	GrPr < 1700 1,7·10 ³ < GrPr < 7·10 ³	$\overline{Nu} = 1$ $\overline{Nu} = 0,059(GrPr)^{0,40}$	δ	$\frac{t_1 + t_2}{2}$
Gas	7·10 ³ < GrPr < 3,2·10 ⁵	$\overline{Nu} = 0,212(GrPr)^{0,25}$		
Cavità rettangolare orizzontale (superficie calda in basso)	GrPr < 1700 1 < Pr < 5000 1,7·10 ³ < GrPr < 6·10 ³	$\overline{Nu} = 1$ $\overline{Nu} = 0,012(GrPr)^{0,60}$	δ	$\frac{t_1 + t_2}{2}$
Liquido				
Cilindri orizzontali coassiali	1 < Pr < 5000 6,3·10 ³ < GrPr < 10 ⁶ 10 ⁶ < GrPr < 10 ⁸	$\overline{Nu} = 0,11(GrPr)^{0,29}$ $\overline{Nu} = 0,40(GrPr)^{0,20}$	δ	$\frac{t_1 + t_2}{2}$
Sfere concentriche	0,7 < Pr < 4000 10 ² < GrPr < 10 ⁹	$\overline{Nu} = 0,228(GrPr)^{0,226}$	δ	$\frac{t_1 + t_2}{2}$

Fig. A.2 - Relazioni per il calcolo del coefficiente di convezione naturale per alcune cavità

In particolare, il numero di Nusselt, nel caso di cilindri orizzontali coassiali con un gas compreso nell'intercapedine², risulta [22]:

$$Nu = 0,40 \cdot Gr^{0,20} \cdot Pr^{0,20}$$

Il numero di Grashof in questo caso risulta pari a:

$$Gr = \frac{g \cdot \beta \cdot \delta^3 \cdot (T - T_{\infty})}{\nu^2}$$

² Condizione assimilabile a quella del gas di gonfiaggio per uno pneumatico.

con δ dato dall'intercapedine dell'anello³.

In definitiva, il coefficiente di convezione naturale per lo scambio con l'aria di gonfiaggio è dato dalla seguente espressione:

$$h_{int} = \frac{K_{aria}}{\delta} \cdot \left[0.40 \cdot \left(\frac{g \cdot \beta \cdot \delta^3 \cdot (T - T_{\infty})}{\nu^2} \right)^{0.20} \cdot \left(\frac{\mu \cdot c_p}{K_{aria}} \right)^{0.20} \right]$$

che risulta variabile non solo con la temperatura media dello strato *inner* (T), ma anche con la temperatura del gas di gonfiaggio (T_{∞}).

³ Che rappresenta la lunghezza caratteristica e che nel caso in esame è stato assunto pari alla differenza tra raggio effettivo di rotolamento e raggio del cerchio.

Capitolo 4

Tecnica di Misura dei parametri termodinamici e relative prove sperimentali

Viene descritta una nuova metodologia di misura della diffusività termica di mescole per pneumatici automobilistici. Tale metodologia è basata sull'impiego, come fonte di calore, di un laser a potenza nota e variabile, di termocamere all'infrarosso e termocoppie per la misura della temperatura superficiale ed interna di uno pneumatico. La conoscenza della potenza termica del fascio laser, che riscalda una zona della superficie dello pneumatico, e le leggi temporali delle temperature misurate nel corso della prova, consentono di identificare la diffusività della mescola.

Nel presente capitolo si descrive la prova, le metodologie di prova, le misure effettuate e vengono mostrati alcuni dei risultati ottenuti.

4.1 Introduzione

Nel modello termodinamico sono presenti alcuni parametri che possono reperirsi in letteratura (es. densità) o possono essere stimati con un sufficiente grado di attendibilità (coefficiente di convezione naturale). Molto difficile risulta invece la stima della diffusività termica dello pneumatico. Questo parametro che racchiude la conducibilità termica, la densità ed il calore specifico risulta di difficile determinazione in quanto molto variabile da pneumatico a pneumatico data la diversa composizione delle mescole, oltre che variabile con la temperatura. Questa incertezza di determinazione si esalta negli pneumatici da competizione per i quali vengono usati diversi tipi di mescole nel corso di uno stesso anno ed inoltre cambiano di anno in anno. Per questi motivi, al fine di determinare il valore della

diffusività termica da introdurre nel modello di calcolo della temperatura, si è definita una prova ed una metodologia che consente di misurare la diffusività.

La metodologia messa a punto, prevedrebbe l'utilizzo di provini, ricavati direttamente dallo pneumatico, al fine di rendere monodimensionale il flusso di calore nella gomma. La misura viene effettuata somministrando calore proveniente da una sorgente di potenza nota (laser) ad un provino e misurando, in più punti, le temperature raggiunte nel corso della prova.

Essendo impossibilitati a effettuare operazioni distruttive sugli pneumatici, la prova è stata realizzata sull'intero pneumatico. Per ovviare al problema della non monodimensionalità del flusso termico, ci si è avvalsi, quale modello per l'identificazione dei parametri in questione, dello stesso Thermo Racing Tyre, discretizzato in ciascuno strato in modo da tener in conto anche gli effetti di dispersione laterale del calore all'interno della stessa gomma.

4.2 Le prove di riscaldamento

Sono state effettuate diverse prove di riscaldamento mediante attrezzatura laser su pneumatici realizzati con differenti mescole, volte a identificarne i parametri termici, quali conducibilità termica e calore specifico, dello strato battistrada e di quello relativo alla carcassa.

La strumentazione utilizzata per effettuare le prove è costituita in:

- Laser di potenza nota e regolabile
- Lente convergente-divergente
- 2 termocamere IR
- Termocoppie di tipo k

Il laser utilizzato per la prova è lo *Stabilite 2017* della *Spectra-Physics* (figura 4.1) funzionante con Argon con lunghezza d'onda di circa 500 nm e che presenta diametro del fascio di circa 1.3 mm. Inoltre, vi è la possibilità di variare la potenza erogata con continuità fino a un massimo di 3W. Mediante l'utilizzo di una lente, il fascio laser, utilizzato per irradiare la superficie esterna dello pneumatico in corrispondenza della mezzeria del battistrada, è stato distribuito su uno spot focale dal diametro di 18 mm. Poiché il laser eroga una potenza distribuita approssimativamente secondo una gaussiana attorno al centro dello spot, si è valutato che il 90% di tale potenza fosse concentrata su di un'area di 1 cm^2 .



Fig. 4.1 – Il laser impiegato nelle prove

Per l'acquisizione della temperatura sono state utilizzate due termocamere. Una, la Phoenix della Flir (visibile in figura 4.2, insieme al laser e alla lente di focalizzazione), sensibile a lunghezze d'onda minime di 1.5 μm , è stata puntata in corrispondenza dello spot focale sulla superficie esterna dello pneumatico.

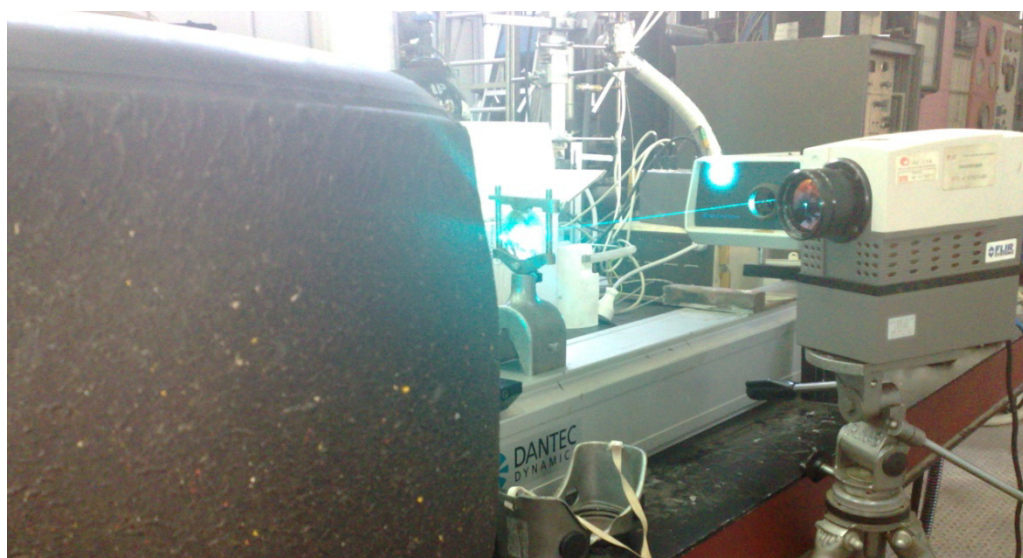


Fig. 4.2 – Strumenti utilizzati per le prove di riscaldamento

La seconda termocamera è il modello *Ti-45*, prodotta dalla *Fluke* (figura 4.3), dotata di elemento sensibile all'ossido di Vanadio (VOX), frequenza di aggiornamento selezionabile, impostata su 7.5 Hz, banda spettrale compresa tra 8 e 14 micrometri. A seconda del range di temperature impostato, la sensibilità del sensore può scendere fino al di sotto di 0.08°C (per range di temperatura compreso tra -20°C fino a 100°C) per arrivare a 30°C (nel caso di range di temperatura compreso tra 500°C e 1200°C). La lente è al germanio di 20 mm. L'errore massimo dello strumento si attesta al 2%.

Lo strumento è stato posto all'interno dello pneumatico, puntando la zona dell'*inner liner* in corrispondenza dello spot focale. Il centraggio è stato assicurato mediante prove di riscaldamento realizzate appositamente per individuare tale zona.



Fig. 4.3 – La termocamera Ti-45 della Fluke posta all'interno dello pneumatico

Inoltre, è stato utilizzato un set di cinque termocoppie di tipo K (lega di cromo e alluminio), poste a croce su una circonferenza di 20 mm di diametro a una profondità di 3 mm dalla superficie interna, in modo da essere nella zona di confine tra gli strati battistrada a e carcassa. Prima di iniziare le prove è stata eseguita la taratura al fine di individuare la curva di calibrazione, in modo da minimizzare l'errore dello strumento.

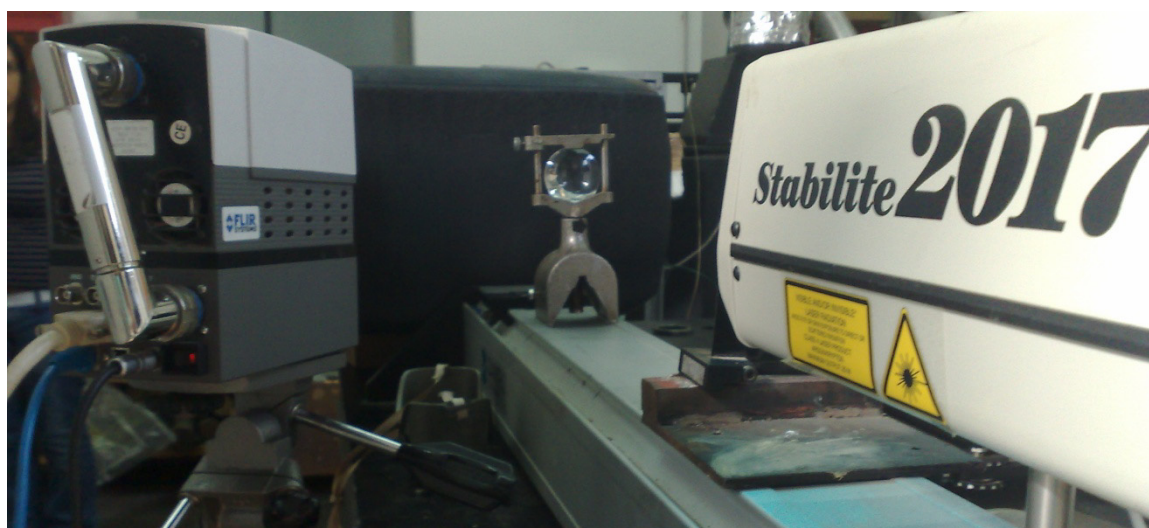


Fig. 4.4 – Layout di prova

Inoltre, avvalendosi di un power meter si è valutata quanto della potenza emessa del laser giungesse sulla superficie dello pneumatico dopo aver attraversato la lente (98%) e il coefficiente di assorbimento dello pneumatico (0.97).



Fig. 4.5 – Power Meter

Prima di effettuare le prove, la superficie dello pneumatico interessata alla prova è stata opportunamente pulita eliminando la gomma “morta” raccolta durante il funzionamento. Per far ciò ci si è avvalso di una spatola e una pistola termica.



Fig. 4.6 – Procedura di pulizia dello pneumatico dalla gomma raccolta

4.3 Il modello termico per le prove laser

Per identificare le proprietà termiche dello pneumatico si è reso necessario modificare il modello, al fine di renderlo quanto più fedele possibile a quelle che erano le condizioni operative in laboratorio, ovvero:

- pneumatico fermo (eliminazione della permutazione delle condizioni al contorno);
- nessun elementino a contatto con la strada, quindi intero pneumatico soggetto a sola convezione naturale con l'aria esterna;
- flusso di calore concentrato su un'area di 1 cm^2 (dimensioni dello spot) con potenza pari a quella erogata dal laser;

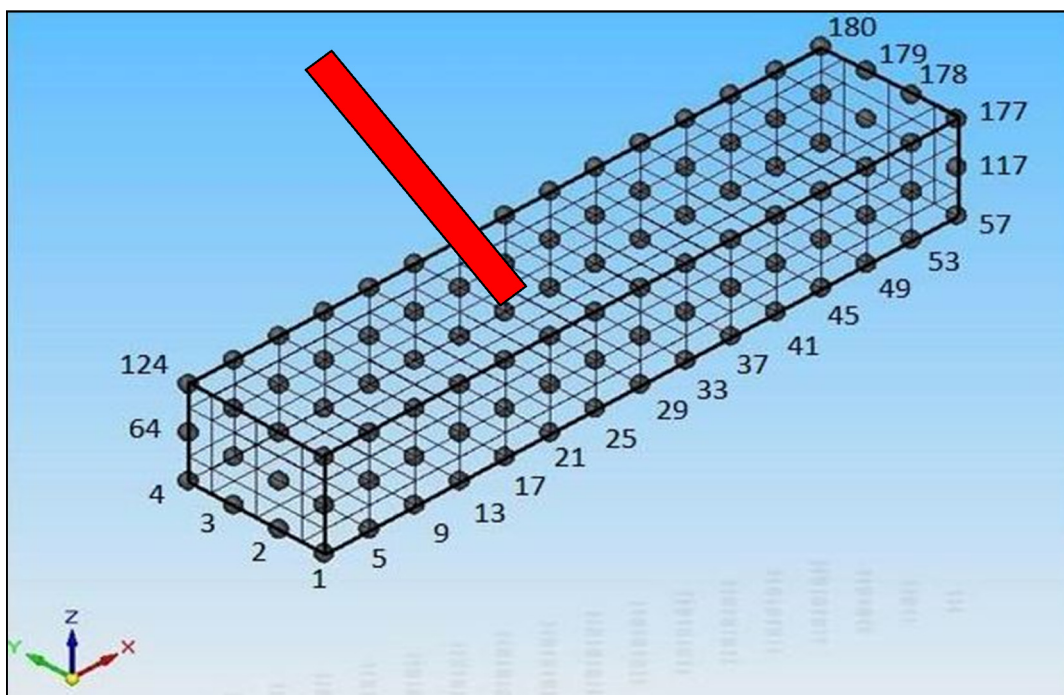


Fig. 4.7 – Schematizzazione con il TRT della prova realizzata in laboratorio

Agli elementini della *surface* sono state assegnate dimensioni tali da garantire un'area di scambio, in direzione radiale, di 1 cm^2 . Agendo opportunamente sulle condizioni al contorno, la potenza viene fornita soltanto ad un elementino. Poiché la *friction power*, dimensionalmente è Nm/s , ossia W , è risultato sufficiente sostituirla con la potenza erogata dal laser. Come conseguenza dell'area di scambio di 1 cm^2 , gli elementi adiacenti a quello riscaldato risultavano distanti proprio 1 cm (distanza alla quale sono state inserite le altre termocoppie oltre quella in corrispondenza del centro dello spot).

Per tener conto del fatto che lo pneumatico non risulta a contatto con la strada, cioè non doveva essere presente alcun tipo di scambio termico con essa, è stato necessario modificare le condizioni al contorno anche in tal senso, al fine di introdurre per tutti gli elementini lo scambio termico con l'aria mediante convezione naturale. Quest'ultima è stata modellata sfruttando il classico approccio dell'analisi adimensionale per la determinazione del relativo coefficiente. In questo caso, essendo il calore concentrato in un'area molto piccola rispetto alle dimensioni trasversali dello pneumatico, il coefficiente di convezione naturale è stato

calcolato facendo riferimento alle correlazioni riguardanti una parete verticale posta a contatto con aria [16]. Risulta quindi:

$$h_{nat} = \frac{Nu \cdot K_{aria}}{L}$$

con

$$Nu = 0.53 \cdot Gr^{0.25} \cdot Pr^{0.25}$$

nonché

$$Gr = \frac{g \cdot \beta \cdot L^3 \cdot (T - T_{\infty})}{\nu^2}$$

$$Pr = \frac{\mu \cdot c_p}{K_{aria}}$$

in cui g è l'accelerazione di gravità, β è il coefficiente di dilatazione termica dell'aria, T_{∞} è la temperatura dell'aria indisturbata, μ la viscosità dinamica e c_p è il calore specifico a pressione costante sempre dell'aria.

Combinando le espressioni di cui sopra, si ottiene:

$$h_{nat} = \frac{K_{aria}}{L} \cdot \left[0.53 \cdot \left(\frac{g \cdot \beta \cdot L^3 \cdot (T - T_{\infty})}{\nu^2} \right)^{0.25} \cdot \left(\frac{\mu \cdot c_p}{K_{aria}} \right)^{0.25} \right]$$

in cui L , lunghezza caratteristica, in questo caso è stata assunta pari proprio alla larghezza dello pneumatico.

Valori riscontrati durante le simulazioni sono dell'ordine dei $5 \div 6 \frac{W}{m^2 \cdot K}$ che trovano ampio riscontro in letteratura.

4.4 Identificazione delle conducibilità termiche mediante il T.R.T.

Per identificare l'andamento della conducibilità in funzione della temperatura sono state eseguite prove imponendo una diversa potenza del fascio laser per far sì che le temperature regimassero a diverse valori. In particolare le prove eseguite sono state caratterizzate da una durata di 15 min ed effettuate alle potenze del fascio laser di 1, 2 e 3W.

In particolare, si riportano anche alcune termo-immagini relative sia alla termocamera esterna che a quella interna.

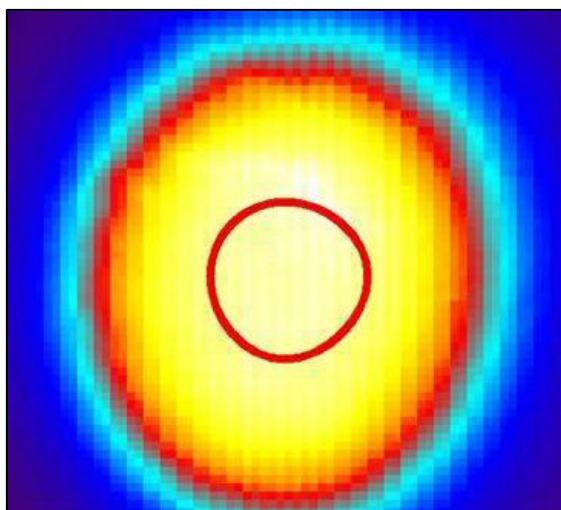


Fig. 4.8 – Immagine ad infrarossi della superficie esterna

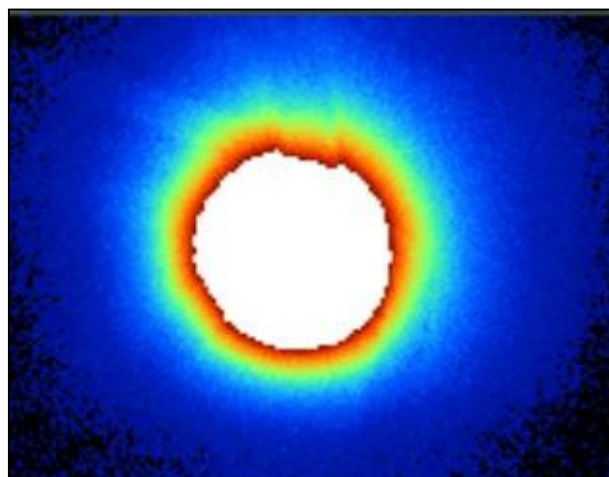


Fig. 4.9 – Immagine ad infrarossi della superficie interna

Dalle immagini termiche, inoltre, è possibile notare che, nonostante il flusso termico sia omnidirezionale, i flussi nelle direzioni circonferenziali e trasversali risultano trascurabili rispetto al flusso radiale.

Come valori di temperatura degli strati superficiali si è utilizzata la temperatura media di un'area circolare all'interno dello spot.

L'identificazione delle conducibilità è stata effettuata avvalendosi del ThermoRacingTyre, nella versione da laboratorio (§4.3), e utilizzando i valori di temperatura a regime delle singole prove. Così facendo è stato possibile determinare anche la variazione di tale grandezza con la temperatura. Per il calore specifico, invece, è stato identificato un unico valore. Pertanto la variabilità della diffusività termica con la temperatura può essere tradotta, per semplicità, nella variabilità della sola conducibilità termica, mantenendo densità e calore specifico costanti. Ciò è possibile in quanto le tre grandezze compaiono nelle stesse posizioni e con lo stesso grado all'interno delle equazioni.

Per la conducibilità termica, è stata identificata una legge parabolica il cui andamento trova riscontro, nella letteratura tecnica, in prove sperimentali eseguite su miscele di Stirene-Butadiene, utilizzate nella produzione di pneumatici *passenger* [5].

All'interno del singolo strato, la legge di variazione della conducibilità è assegnata ad ogni nodo in funzione della sua temperatura istante per istante.

Si riportano di seguito i confronti tra le temperature misurate e quelle riprodotte con il TRT con i valori di calore specifico e conducibilità identificati.

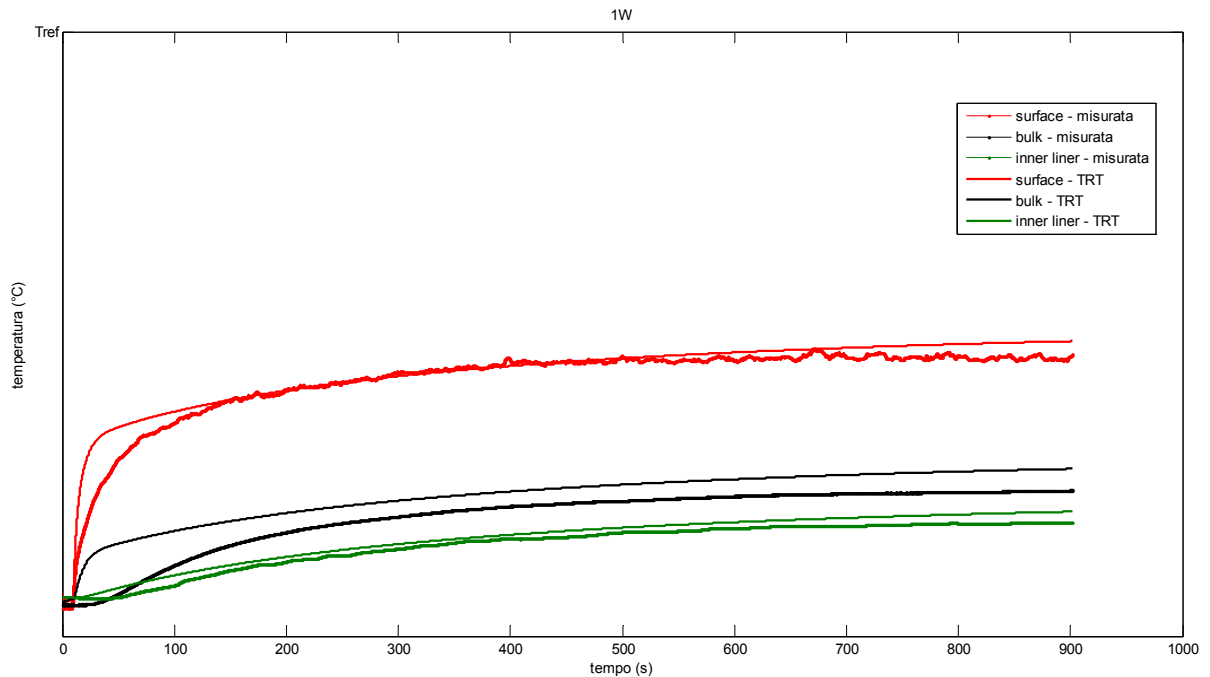


Fig.4.10 – Prova a 1W - Confronto tra le temperature sperimentali e quelle riprodotte con il TRT

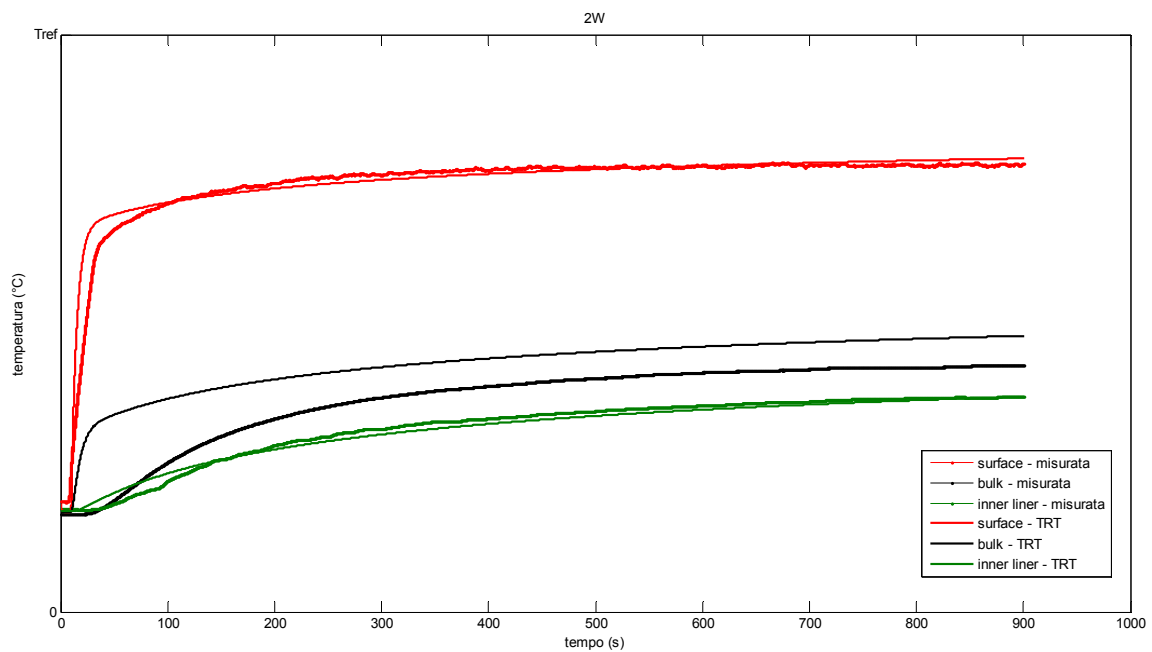


Fig.4.11 – Prova a 2W - Confronto tra le temperature sperimentali e quelle riprodotte con il TRT

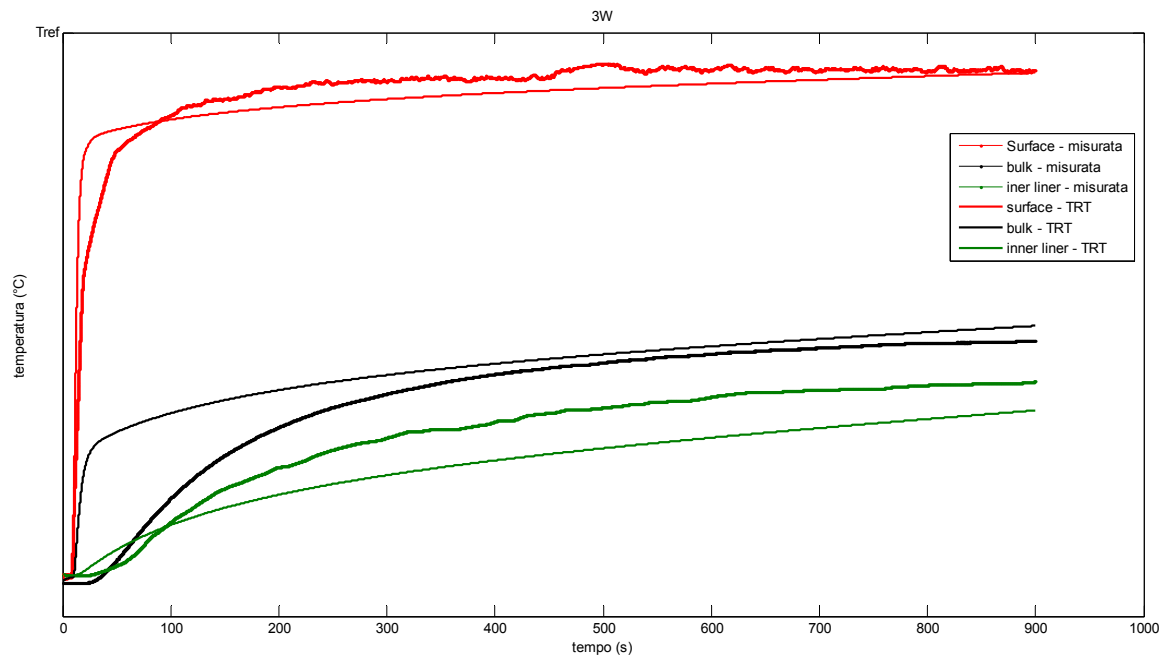


Fig.4.12 – Prova a 3W - Confronto tra le temperature sperimentali e quelle riprodotte con il TRT

Dalle figure emerge la notevole differenza tra gli strati superficiali esterno ed interno a dimostrazione delle forte differenza nei materiali costituenti tali strati e quindi nelle conducibilità.

Si apprezza un buon comportamento del modello, soprattutto per lo strato surface e per lo strato inner liner.

Seguono gli andamenti delle conducibilità, rispettivamente per lo strato battistrada e per quello carcassa, identificati a mezzo del TRT :

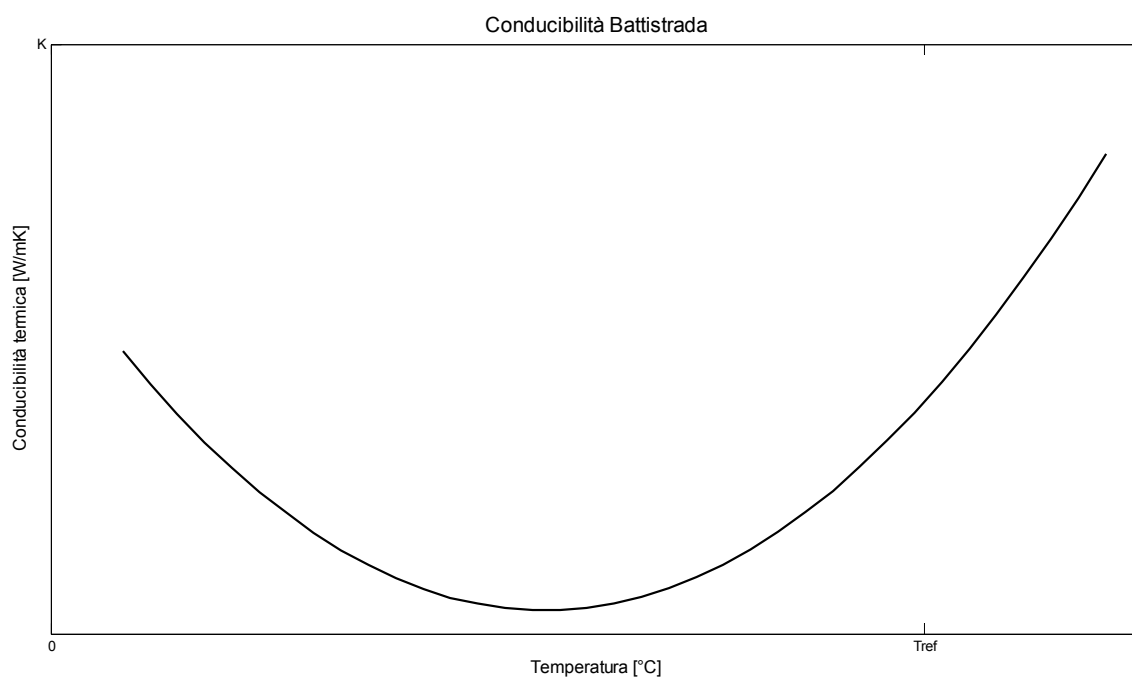


Fig. 4.13 – Andamento della conducibilità termica del battistrada con la

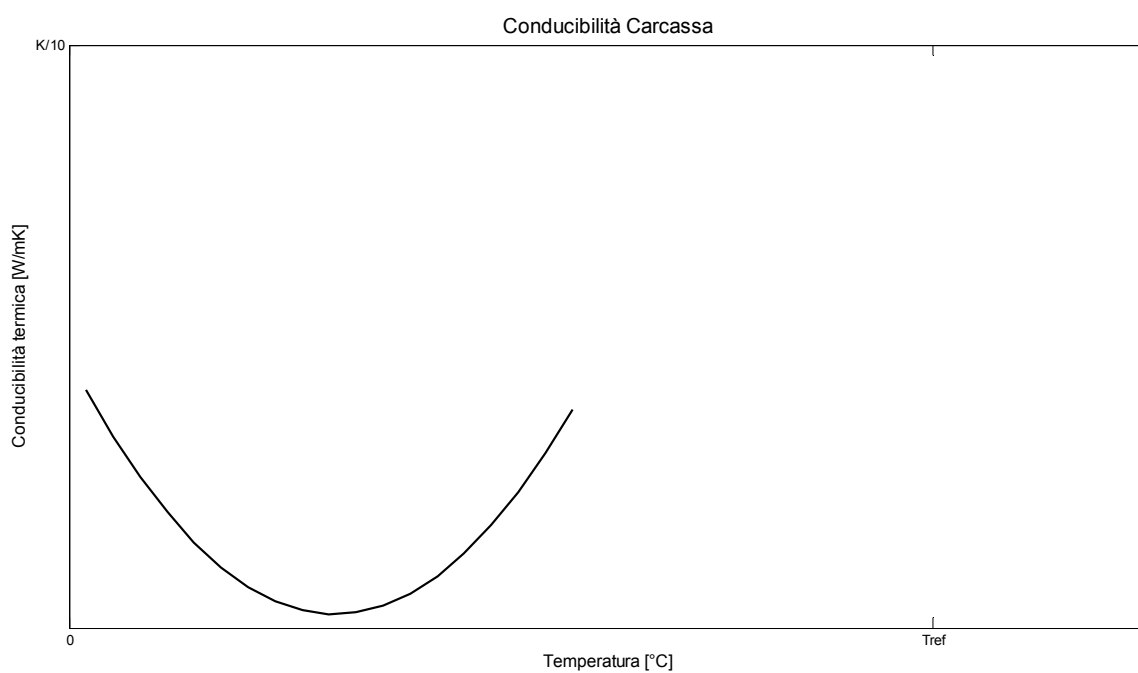


Fig. 4.14 - Andamento della conducibilità termica della carcassa con la temperatura

4.5 Determinazione del coefficiente di scambio pneumatico-asfalto

Come spiegato nel paragrafo 3.4 lo scambio termico tra lo pneumatico e l'asfalto viene modellato a mezzo della formula di Newton:

$$H_c \cdot (T_s - T_i) \cdot \Delta X \cdot \Delta Y$$

In tale formula bisogna determinare sperimentalmente il coefficiente. La determinazione del coefficiente H_c .

Per far ciò si sono eseguite opportune prove su pista. Avvalendosi di un sensore per la misura del flusso termico posto all'interfaccia tra lo pneumatico e l'asfalto e di due termocoppie si è valutato il valore del coefficiente.

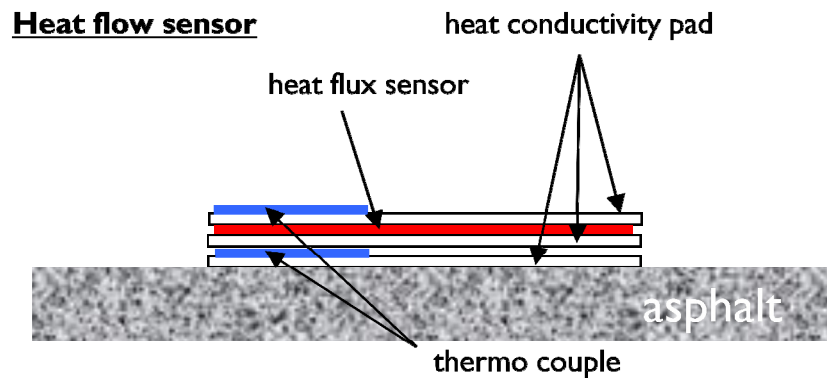


Fig. 4.15 – Strumentazione di misura –layout di prova

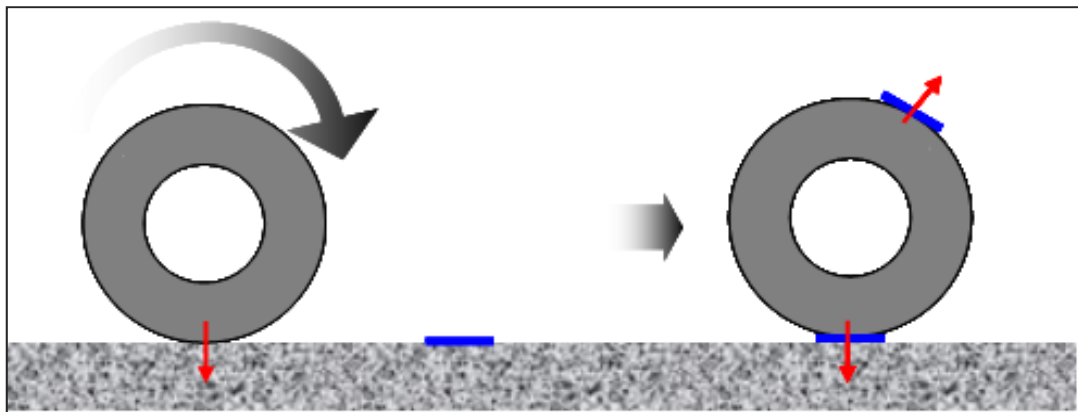


Fig. 4.16 – Schema della prova

Il valore di H_c dipende anche dalla rugosità dell'asfalto. Pertanto tale prova andrebbe ripetuta per ogni asfalto su cui gli pneumatici si troverebbero a lavorare.

Capitolo 5

La Strain Energy Loss: l'energia dissipata per deformazione

Lo pneumatico è una struttura complessa costituita da materiali visco-elastici non lineari organizzati in una struttura composita. Tale sistema se sottoposto ad un ciclo di deformazione risponde in maniera isteretica (ritardo di risposta) e non restituisce tutta l'energia incamerata durante la deformazione ma ne dissipa una parte in calore. Questa dissipazione è dovuta ad una sovrapposizione di diversi fenomeni tra cui è possibile ipotizzare come principali:

- attriti interni (intra-plyes)
- attriti interni (nel ply, dove ci sono le corde)
- comportamante visco-elastico non lineare di tutti i componenti gommosi

5.1 La deformazione di uno pneumatico

Lo pneumatico nell'esercizio della sua funzione si deforma in maniera continua. Tale fenomeno è dovuto al comportamento meccanico e alla natura dello pneumatico, e scaturisce dall'azione delle forze che il suddetto scambia con la strada.

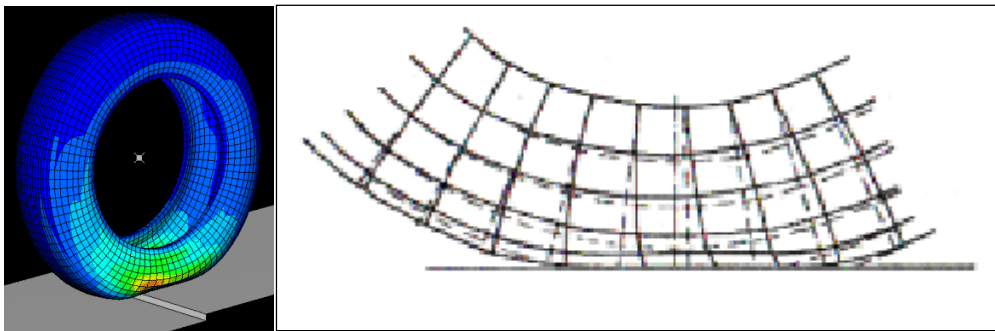


Fig. 5.1 - Deformazione dello pneumatico

Le deformazioni cicliche cui è sottoposto avvengono con una frequenza pari a quella di rotazione dello pneumatico che può raggiunger quindi anche i 40 Hz. Durante il rotolamento, infatti, continuamente, porzioni di pneumatico entrano nella zona di contatto con il suolo e subiscono deformazioni che causano dissipazione di calore

Poiché la conducibilità termica delle gomme è molto bassa, esse trattengono il calore che si genera ad ogni ciclo di deformazione disperdendone poco all'esterno, determinando così un aumento della temperatura dello pneumatico.

Una conseguenza indesiderata di tale deformazione consiste nella resistenza al rotolamento, e quindi dissipazione di energia, che comporta, inevitabilmente anche un aumento del consumo di combustibile. Tale tipologia di resistenza risulta comunque trascurabile per uno pneumatico di F1 considerando che risulta essere pari a circa un cinquantesimo del valore medio delle forze di interazione in gioco.

5.2 Cicli di deformazione: comportamento degli elastomeri

Diversi sono i modelli utilizzati per descrivere il comportamento, sia da un punto di vista meccanico che reologico, dei polimeri costituenti gli pneumatici. Questi modelli, in ogni caso, sono molto semplici e non sono capaci di considerare tutti i fattori che possono influenzare il materiale e pertanto non sono in grado di riprodurre esattamente il comportamento della gomma in tutte le condizioni di lavoro.

Ciò che interessa, ai fini del modello termico, non è la forma dei cicli di deformazione bensì l'area di essi. Per tale motivo, si è deciso di modellare l'energia dissipata a seguito delle deformazioni in modo empirico.

Per completezza, di seguito, si descrive la forma approssimativa, da un punto di vista puramente teorico, di un ciclo di isteresi per polimeri quali quelli costituenti la gomma degli pneumatici. Inoltre si illustra come teoricamente cambierebbero i cicli al variare di alcuni parametri.

Nelle gomme già in campo elastico, come si osserva nella figura 5.2, si riscontra un andamento sforzo-deformazione non lineare (non vale dunque la legge di Hooke).

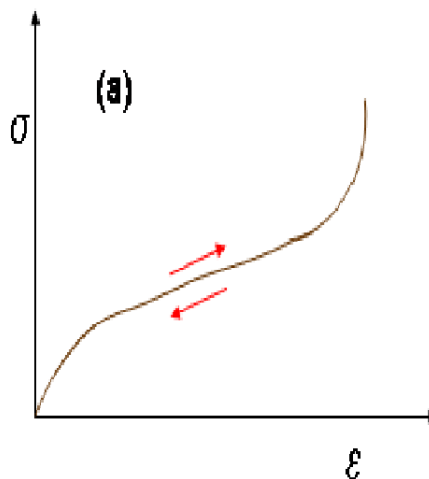


Fig. 5.2 - Diagramma sforzo/deformazione di un elastomero in campo elastico

Pur essendo differente la forma della suddetta curva rispetto a quella dell'acciaio (legame sforzo-deformazione in campo elastico lineare), in un'ipotesi di comportamento puramente elastico le curve durante la fase di carico e durante il successivo rientro sono perfettamente sovrapponibili: non si ha cioè un ciclo, non si dissipa energia, ma essa viene completamente restituita durante la fase di rientro.

I cicli di isteresi dunque, nascono sostanzialmente poiché il comportamento dei materiali non è mai perfettamente elastico: esiste sempre un attrito interno più o meno apprezzabile (di tipo viscoso o coulombiano).

Gli elastomeri presentano quindi, un ciclo di isteresi che nella maggior parte dei casi si presenta come quello mostrato nella figura 5.3:

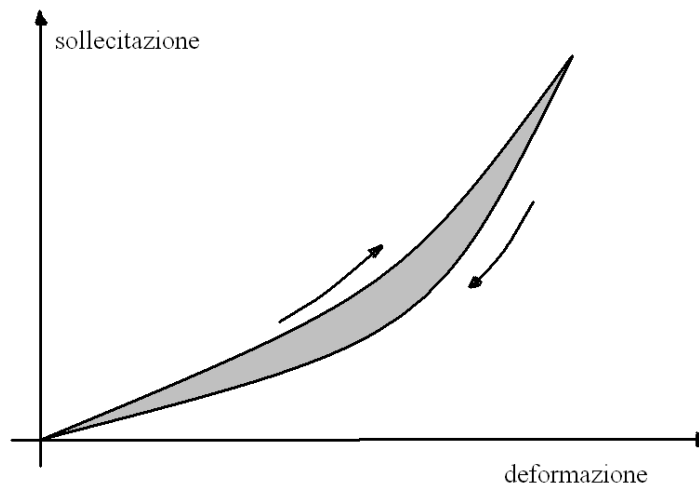


Fig. 5.3 - Ciclo di isteresi di una gomma

Tale forma deriva, come già detto, dal fatto che la componente elastica non è lineare. In realtà le forme dei cicli mostrati dalle gomme hanno differenti forme variabili al variare degli effetti che li provocano, ovvero alla concomitanza di essi.

Con riferimento alle gomme si possono individuare taluni parametri che influenzano in maniera non trascurabile la forma e la dimensione dei cicli. Si illustra di seguito l'influenza che la temperatura, la velocità di deformazione (ovvero la frequenza) e l'ampiezza hanno sui cicli.

In generale si può affermare che: a basse temperature la gomma è dura e fragile (le catene si muovono e scorrono con più difficoltà a causa della minore energia termica degli atomi); riscaldata per un breve periodo diviene molle ed elastica (ma la resistenza a trazione e l'allungamento a rottura diminuiscono); riscaldata a lungo subisce cambiamenti strutturali irreversibili.

A dimostrazione di ciò viene riportato di seguito il confronto tra due cicli di carico-scarico su un provino di gomma eseguiti a due diverse temperature:

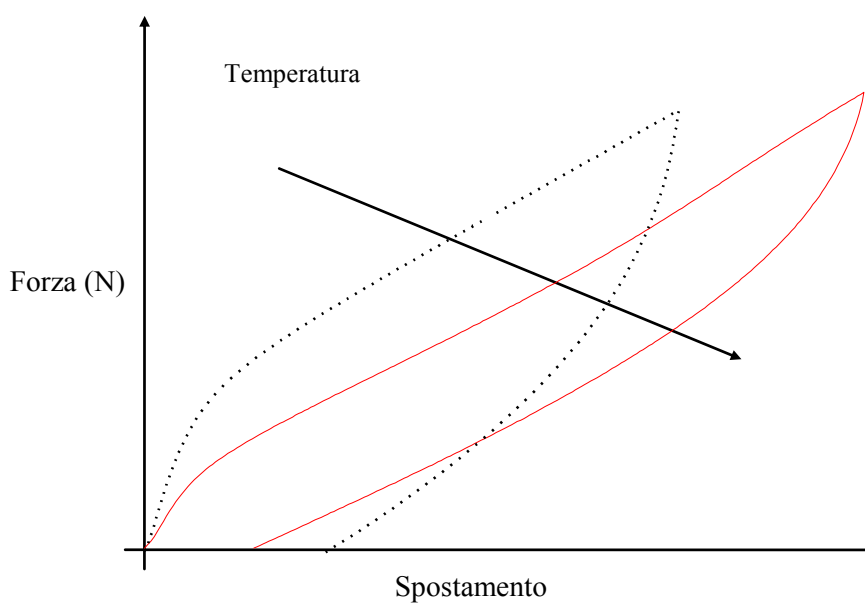


Fig. 5.4 - Cicli d isteresi di una gomma a differenti temperature

Anche la velocità, come detto, ha un'influenza sui cicli: come si può osservare dalla figura 5.5 aumentando la velocità di deformazione aumenta l'inclinazione (aumento della rigidità) dei cicli ma si riduce l'allungamento a rottura:

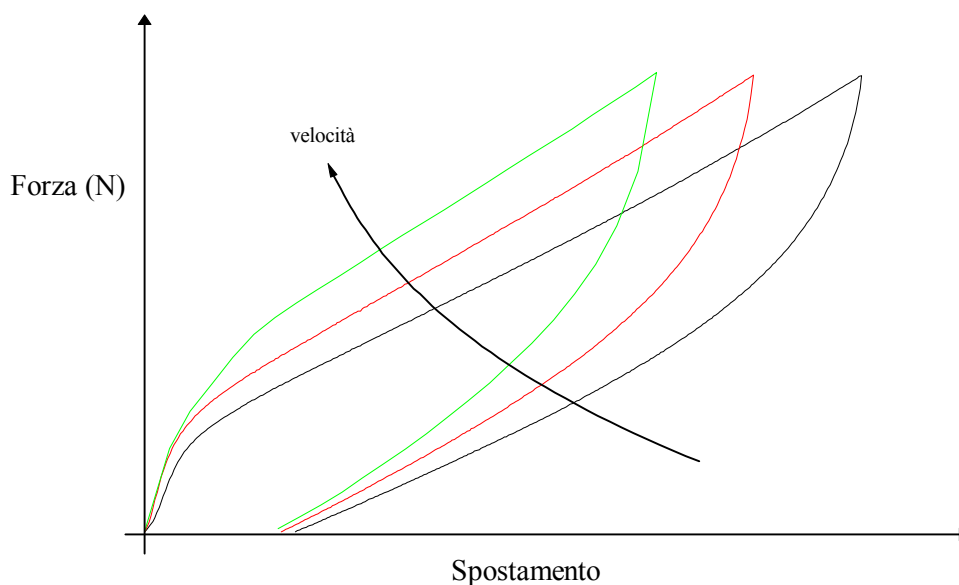


Fig. 5.5 - Cicli di isteresi di una gomma al variare della velocità

Al variare dell'ampiezza della deformazione imposta al provino si osservano i seguenti andamenti:

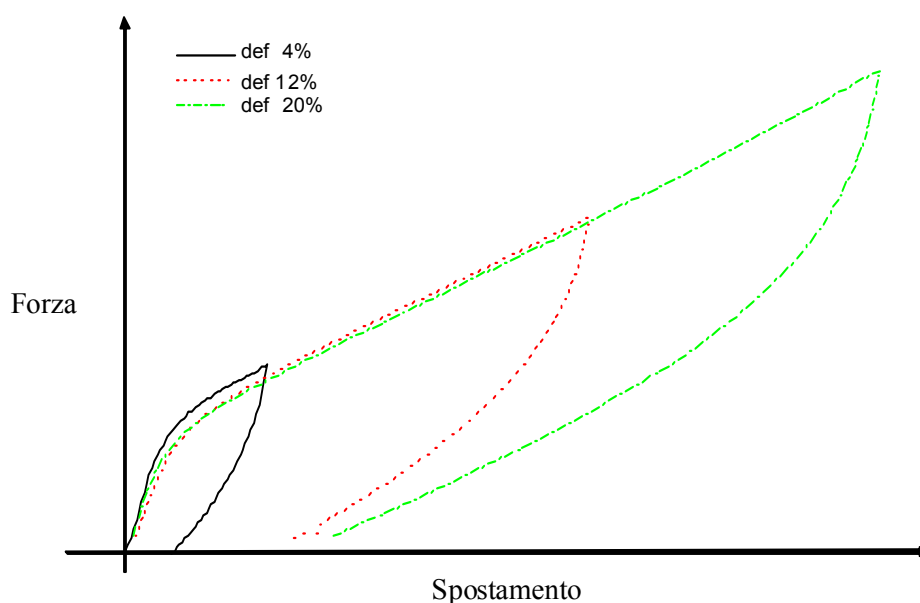


Fig. 5.6 - Cicli di isteresi al variare dell'ampiezza di deformazione

Ogni volumetto elementare che costituisce la gomma, ad ogni rotazione della stessa viene deformato (quando entra in contatto con la strada) e successivamente scaricato (quando non vi è più il contatto). Diagrammando quindi lo sforzo e la deformazione subita nel processo di carico e di scarico si ottengono due curve non sovrapponibili: l'area compresa tra le due curve rappresenta l'energia meccanica non recuperata trasformata in calore.

5.3 Prove sperimentali: il banco prova e i risultati sperimentali

Per conoscere l'energia dissipata da uno pneumatico a seguito di deformazioni cicliche si è allestito un apposito banco prova.

Lo pneumatico è stato vincolato ad un telaio, con la possibilità di conferirgli angoli di camber diversi da zero. Una piastra, irrigidita opportunamente e ricoperta con una carta dotata di rugosità tale da evitare slittamenti viene posta in contatto con lo pneumatico per mezzo di un attuatore oleodinamico capace di imprimere una forza verticale allo pneumatico.

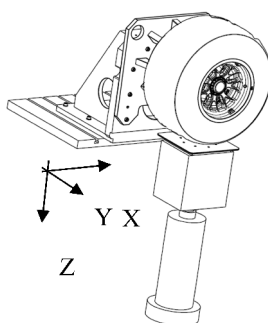


Fig.5.7 - Sistema di riferimento

Tra attuatore verticale e la piastra di appoggio è interposta una tavola biassiale oleodinamica capace di imporre deformazioni nel piano di contatto pneumatico-piastra.

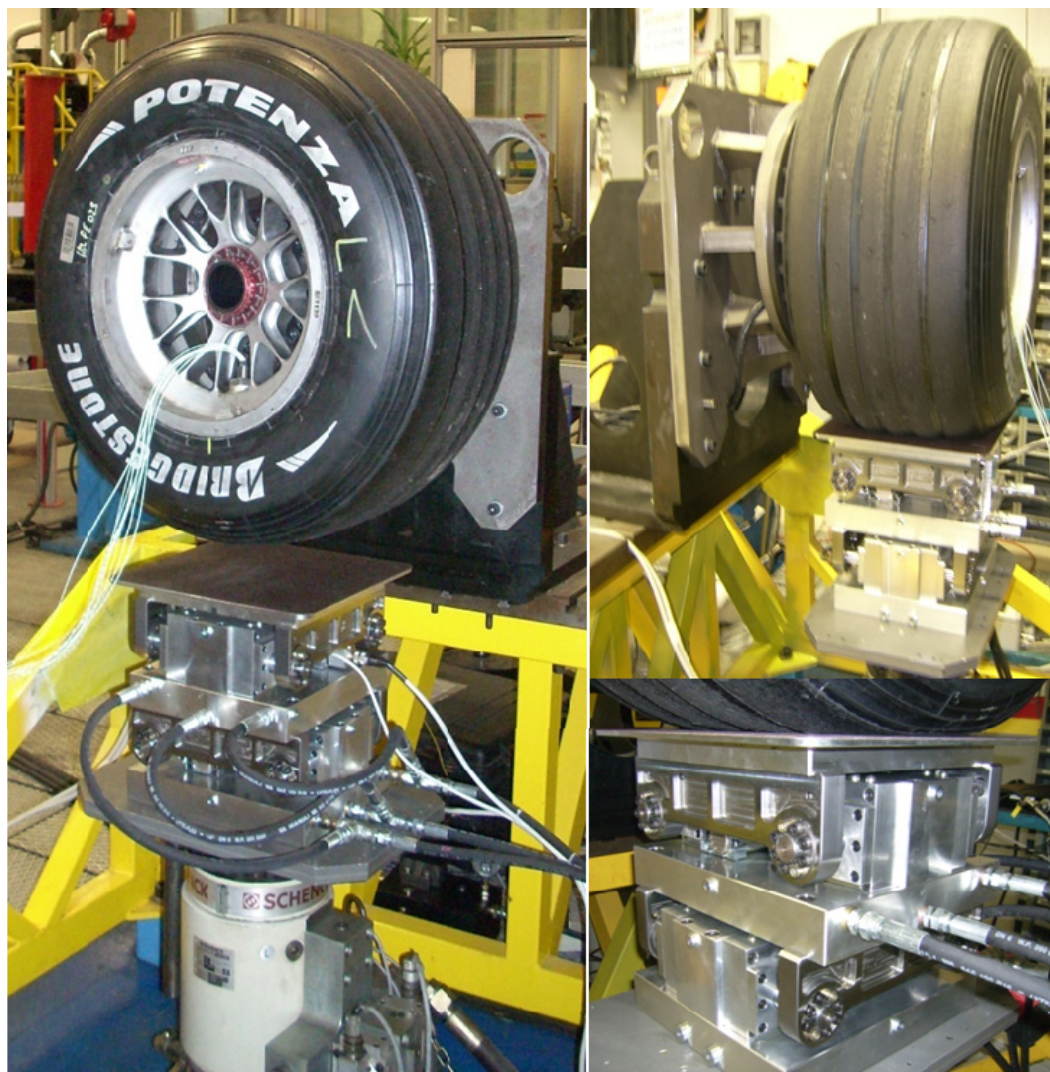


Fig.5.8 – Banco prova per la caratterizzazione della Strain Energy degli pneumatici

Inoltre, al fine monitorare la temperature dello pneumatico sono state annegate nella carcassa dello stesso una serie di termocoppie. Per permettere ciò, le termocoppie sono state fatte passare nel cerchio attraverso un foro reso opportunamente stagno mediante della resina.

Le prove effettuate sono state realizzate con l'intenzione di valutare gli effetti puri di deformazioni imposte secondo le tre direzioni verticale, longitudinale e laterale.

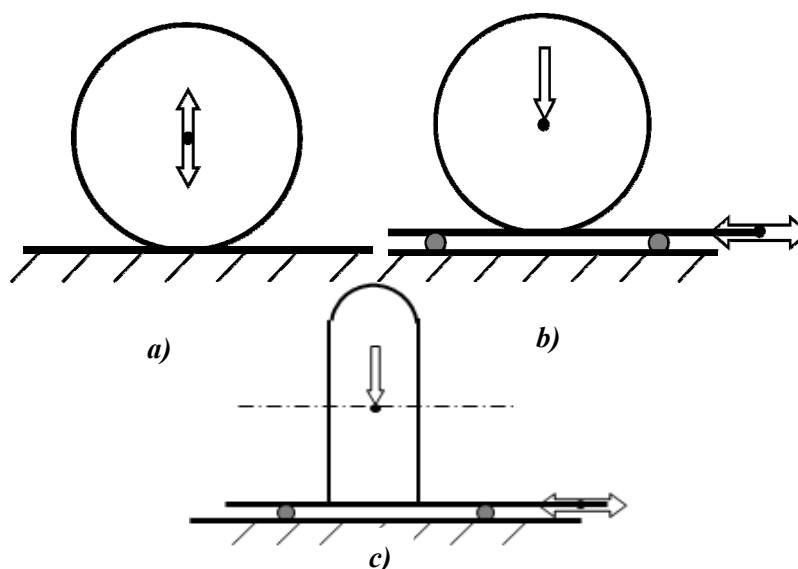


Fig.5.9 - Layout della prova per la caratterizzazione della SEL: a) attuazione verticale, b) attuazione longitudinale, c) attuazione laterale

Essendo diverse le costruzioni per gli pneumatici anteriori e posteriori, ciascuna prova è stata eseguita per entrambi gli pneumatici.

Di seguito si riportano alcuni grafici in cui si mostra l'effetto dell'ampiezza e della frequenza, ossia dei parametri più influenti sulla SEL, per ciascuna delle tre direzioni di attuazione.

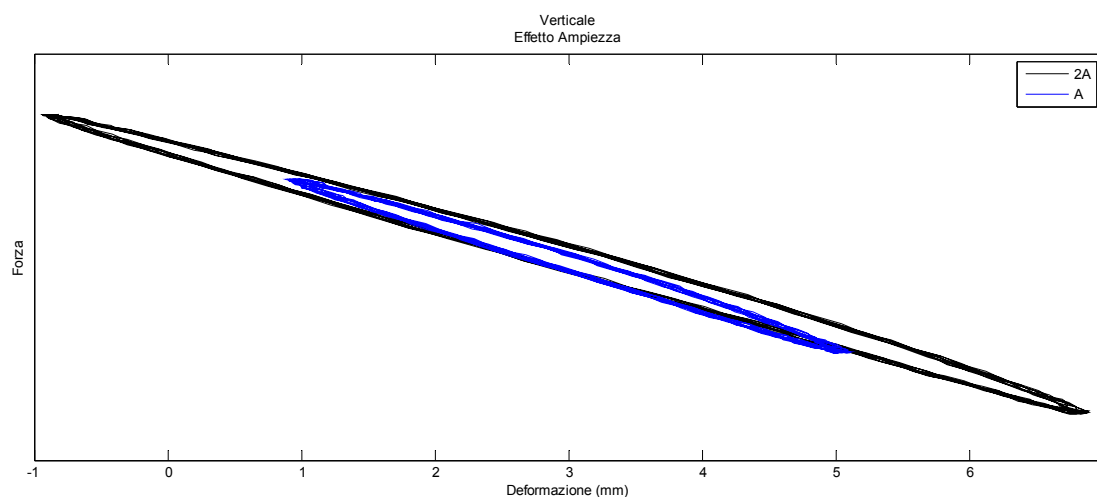


Fig.5.10 – Attuazione verticale: effetto sui cicli della variazione dell'ampiezza

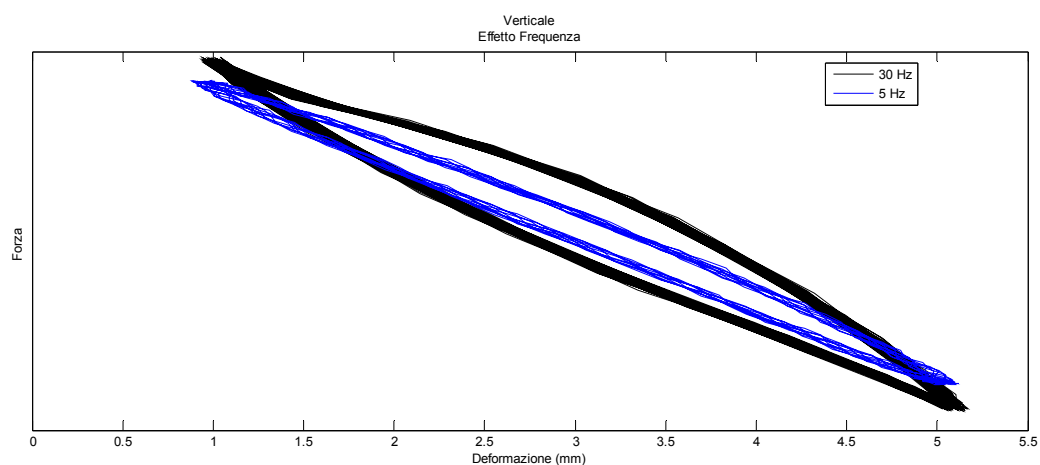


Fig.5.11 - Attuazione verticale: effetto sui cicli della variazione della frequenza

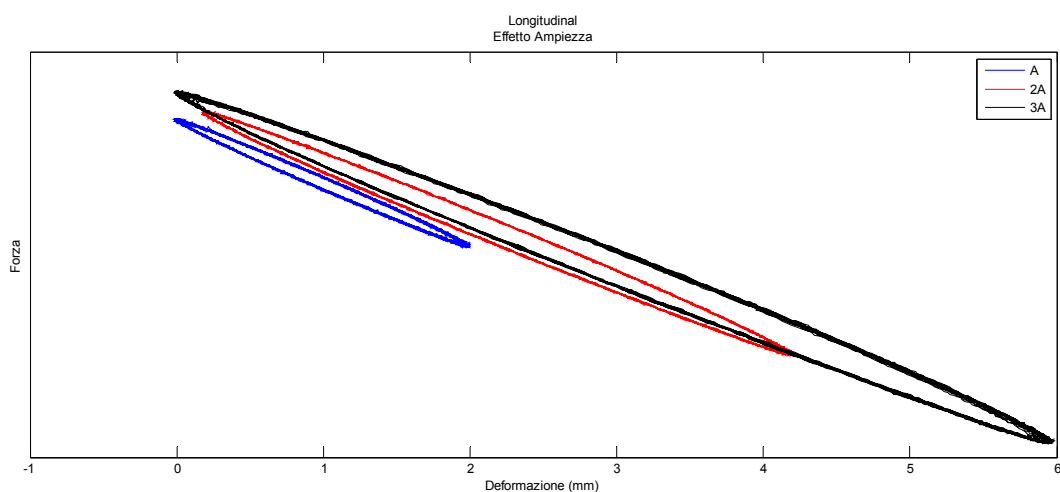


Fig.5.12 - Attuazione longitudinale: effetto sui cicli della variazione dell'ampiezza

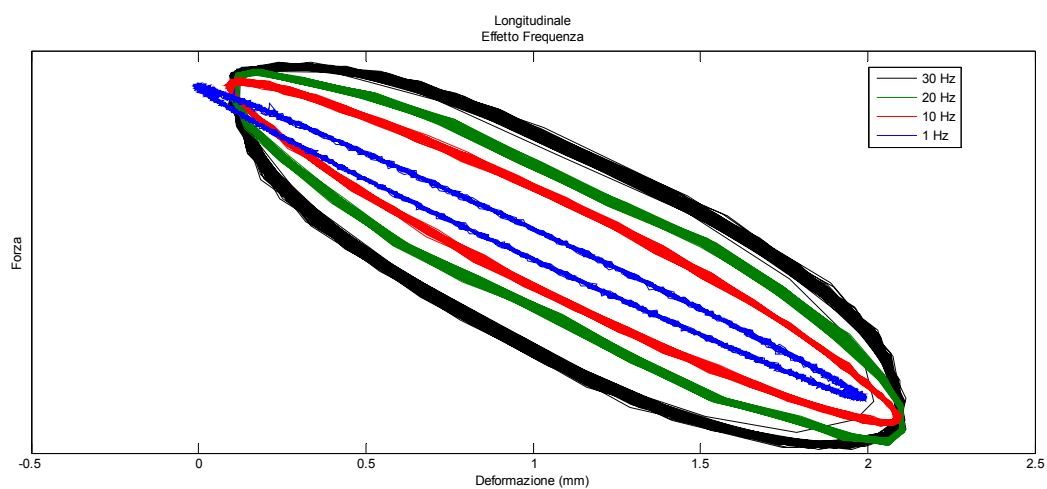


Fig.5.13 - Attuazione longitudinale: effetto sui cicli della variazione della frequenza

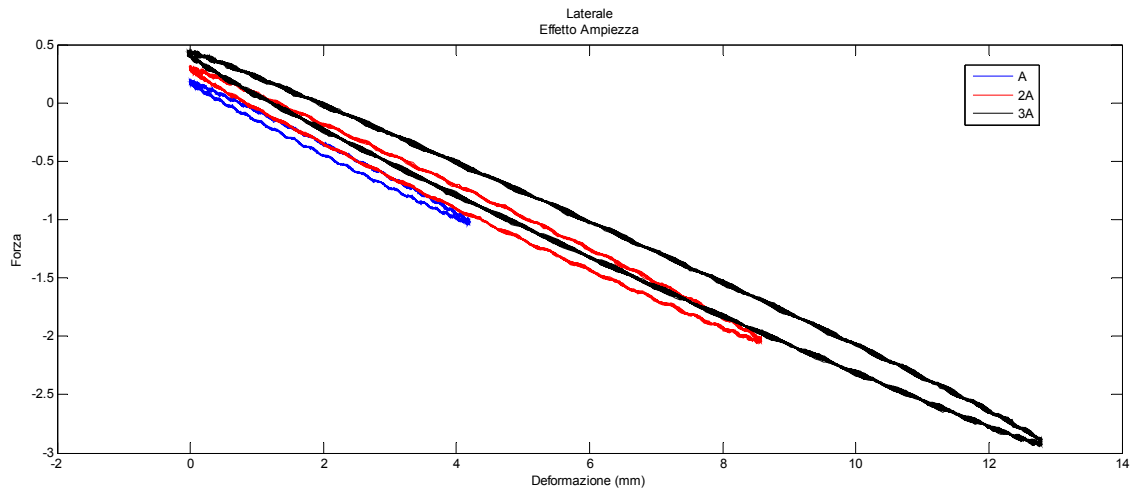


Fig.5.14 - Attuazione laterale: effetto sui cicli della variazione dell'ampiezza

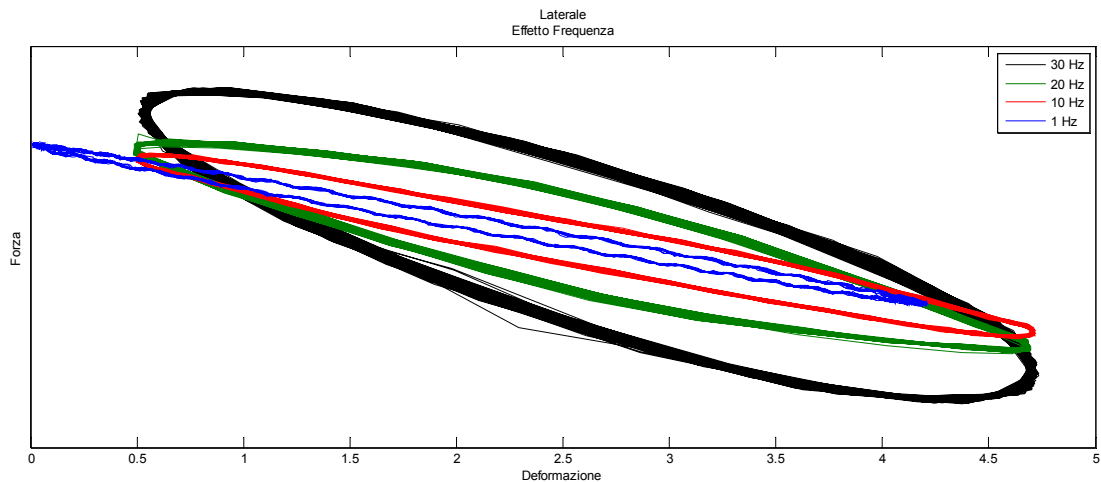


Fig.5.15 - Attuazione laterale: effetto sui cicli della variazione della frequenza

Le variabili ampiezza e frequenza sono quelle che hanno il più grande impatto sull'energia dissipata. Dai risultati ottenuti, si riesce a valutare gli andamenti dell'energia dissipata nel singolo ciclo in funzione dell'ampiezza del carico agente a parità di frequenza, nonché l'energia in funzione della frequenza del carico a pari ampiezza, sia per uno pneumatico anteriore che per uno posteriore.

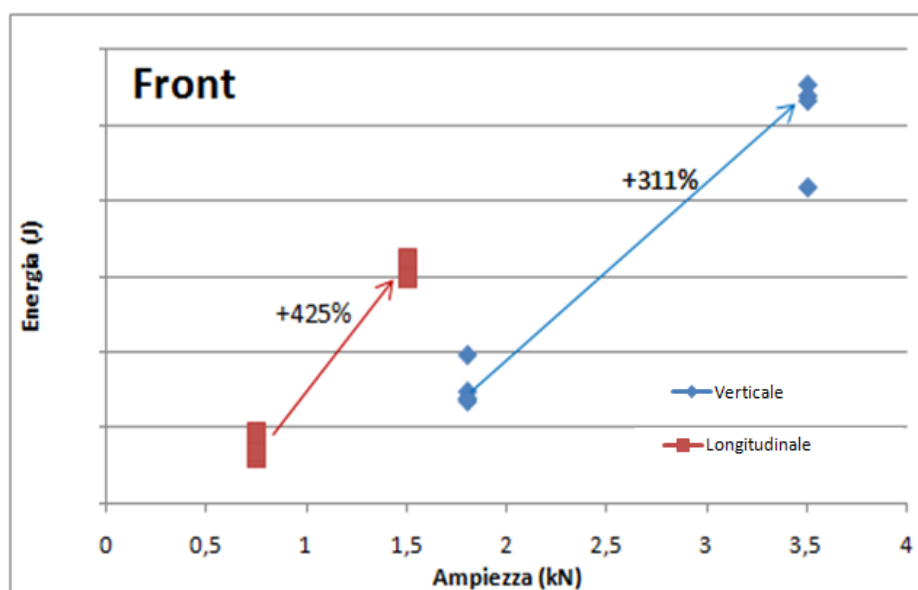


Fig. 5.16 – Energia di deformazione in funzione dell'ampiezza di carico per uno pneumatico anteriore

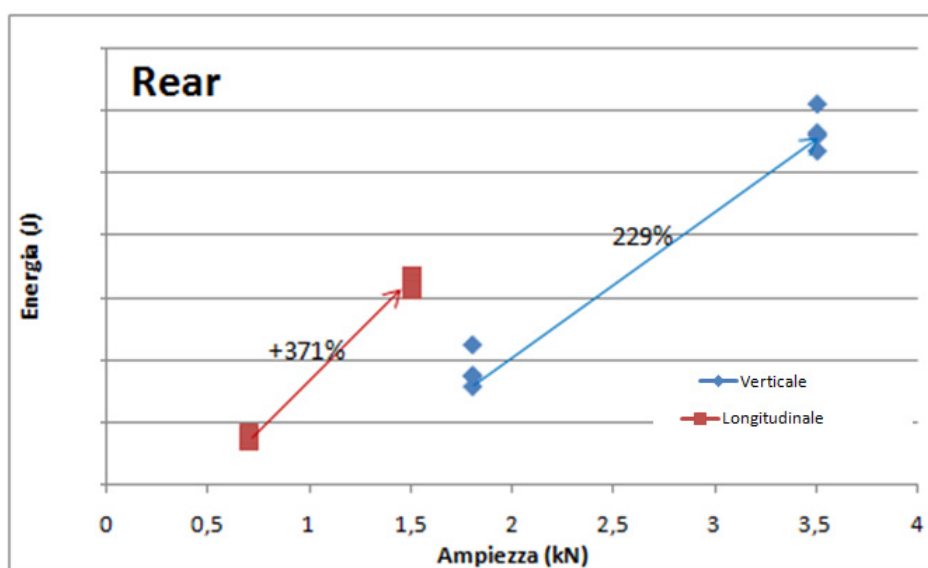


Fig. 5.17 – Energia di deformazione in funzione dell'ampiezza di carico per uno pneumatico posteriore

Dal grafico si nota come la dipendenza del lavoro di deformazione risulti più che proporzionale con l'ampiezza del carico applicato. In particolare, per lo pneumatico anteriore, al raddoppiare del carico, l'incremento di energia dissipata è del 400% nel caso di carico longitudinale e del 300% nel caso del carico verticale. Per lo pneumatico posteriore, invece, gli incrementi registrati risultano leggermente inferiori. Si registra, quindi, una differenza di comportamento tra lo pneumatico anteriore e lo pneumatico posteriore. Mediamente, nella prova con carico verticale l'energia dissipata dallo pneumatico anteriore risulta maggiore del

60% rispetto allo pneumatico posteriore; nel caso di carico longitudinale, invece, l'anteriore dissipa circa il doppio dell'energia rispetto al posteriore.

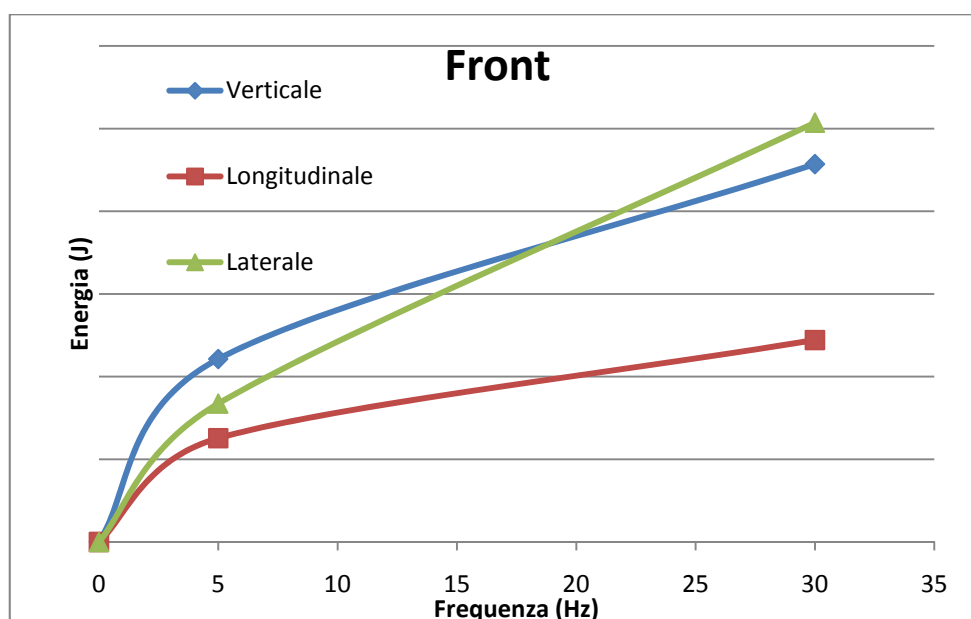


Fig. 5.18 – Energia di deformazione in funzione della frequenza per uno pneumatico anteriore

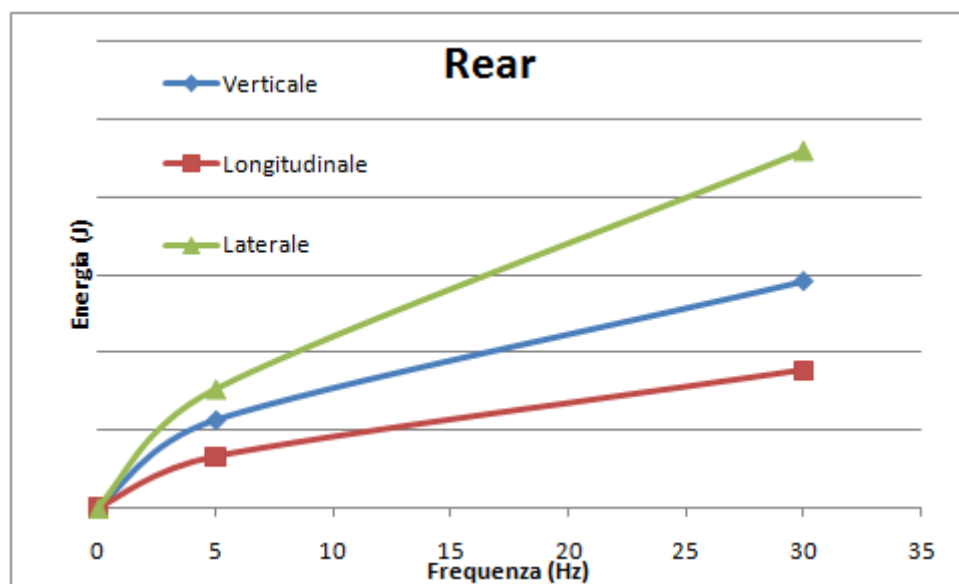


Fig. 5.19 – Energia di deformazione in funzione della frequenza per uno pneumatico posteriore

La dipendenza dalla frequenza è pressoché lineare su entrambe le ruote, le quali presentano, anche in questo caso, comportamenti diversi con una maggiore energia dissipata dallo pneumatico anteriore.

Capitolo 6

Validazione del modello termico

La creazione di un modello deve essere sempre seguita dalla verifica sperimentale. Per giudicare l'attendibilità dei risultati prodotti da un modello è necessario confrontarli con misure sperimentali stabilendo il grado di precisione da ottenere.

Per validare il Thermo Racing Tyre si sono sfruttati i dati acquisiti sul laboratorio ambulante rappresentato dalla vettura ossia ci si è avvalso dei dati di telemetria.

Nel presente capitolo si riportano confronti tra le temperature ottenute con il modello e quelle provenienti dalla telemetria. Vengono, inoltre, illustrate le informazioni ottenibili con il TRT oltre alle temperature dei vari strati.

6.1 Introduzione

Per la validazione del modello, si è fatto riferimento ai dati di telemetria acquisiti sul laboratorio ambulante quale è la vettura. Tale procedura è stata realizzata avvalendosi di dati provenienti da diversi circuiti e in diverse condizioni. In particolare, sono stati utilizzati i valori delle seguenti grandezze:

- velocità angolare della ruota (rad/s);
- velocità di avanzamento del veicolo (m/s);
- forza di interazione longitudinale (N);
- forza di interazione laterale (N);
- carico normale (N);
- velocità di slittamento longitudinale degli pneumatici (m/s);
- velocità di slittamento laterale degli pneumatici (m/s);

- temperatura del gas di gonfiaggio (°C);
- temperatura superficiale degli pneumatici (°C);
- angolo di sterzo delle ruote (deg)¹.

Inoltre, sono stati forniti i valori di temperatura dell'asfalto e dell'aria esterna, sempre in °C, ritenuti costanti durante l'intera simulazione. Non è stato possibile, quindi, eseguire confronti diretti sulla temperatura del *bulk*, se non facendo riferimento al valore di fine *run*², misurata mediante pirometro al rientro nei box.

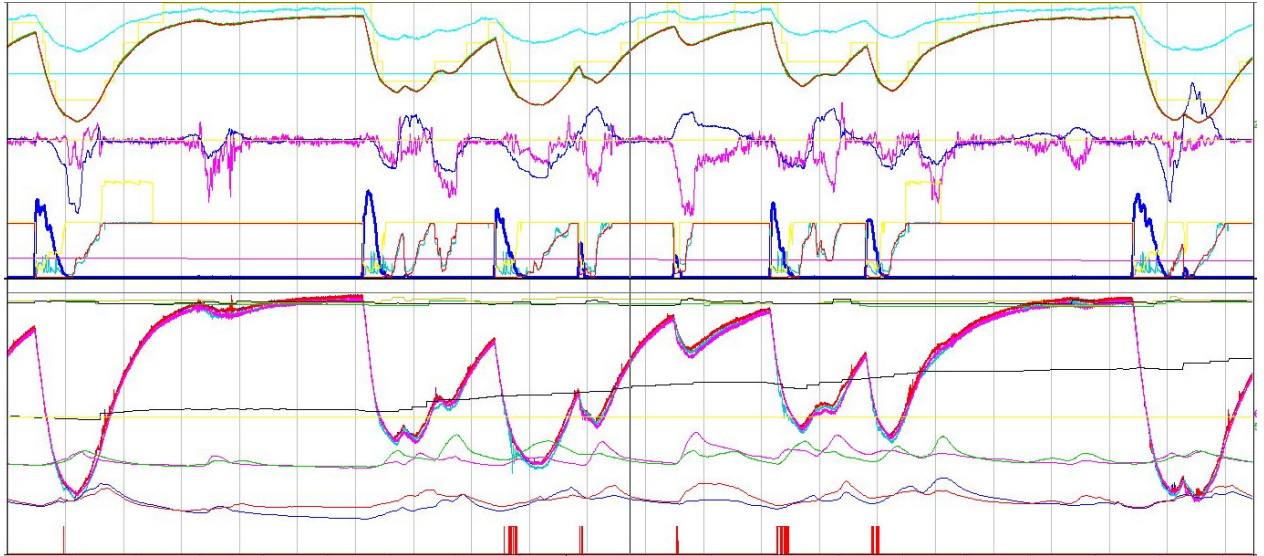


Fig 6.1 – Grafico dei segnali di telemetria

La misura sperimentale della temperatura è ottenuta con un approccio di tipo euleriano, cioè in un sistema di riferimento solidale al telaio del veicolo e pertanto si acquisisce la temperatura dello pneumatico sempre in uno stesso punto dello spazio. Al contrario, il modello T.R.T. adotta un approccio di tipo lagrangiano, che prevede un sistema di riferimento solidale allo pneumatico, restituendo la temperatura dei singoli nodi al variare delle proprie condizioni al contorno. Considerando l'elevata frequenza di rotazione imposta ad uno pneumatico di F1, e quindi il fatto che la temperatura tende velocemente ad omogeneizzarsi sullo strato, si è deciso di effettuare il confronto dei dati della telemetria con, come output finale del modello, la media, istante per istante, delle temperature dei nodi costituenti la *surface*. Allo stesso modo, anche le temperature degli strati *bulk* e *inner liner* presentate sono la media istantanea delle temperature dei nodi costituenti il relativo strato.

È bene precisare che le temperature di telemetria, non essendo eseguite in laboratorio, bensì in pista e quindi in ambiente non controllato, sono affette da errori pari a un paio di gradi.

¹ L'angolo di sterzo viene impiegato per filtrare il segnale della temperatura superficiale delle ruote anteriori. Per elevati valori di tale angolo, infatti, i valori di temperatura non possono essere ritenuti attendibili in virtù di uno spostamento non trascurabile del punto di misura che potrebbe riferirsi a zone periferiche dello pneumatico o addirittura a punti non appartenenti allo stesso. Pertanto, al di sopra di un determinato valore di soglia dell'angolo di sterzo, la temperatura letta non viene considerata.

² Per *run* viene qui inteso l'insieme di uno o più giri di pista in cui avviene l'acquisizione di telemetria costituente poi l'input per una singola simulazione. Pertanto, la durata del *run* determinerà di fatto la durata della relativa simulazione col T.R.T.

6.2 Confronto con i dati di telemetria

Prima di procedere alla validazione con i dati di telemetria viene illustrato un confronto tra il modello Thermo Racing Tyre completamente discretizzato e la versione “monoblocco” ossia quella dotata di un unico nodo sia per lo strato bulk che per quello inner liner.

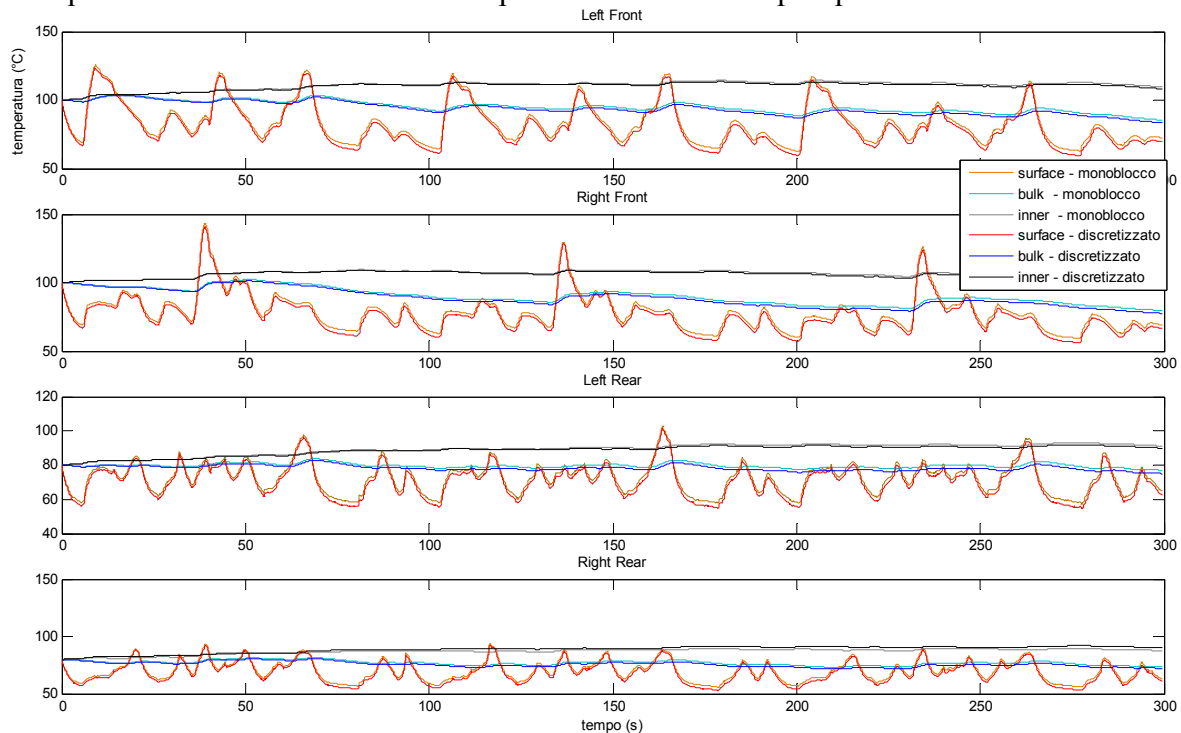


Fig 6.2 – Confronto tra le temperature ottenute con la versione base del TRT e la versione “monoblocco”

Da tale confronto è possibile apprezzare che i suddetti modelli, adottando lo stesso tuning, riportano differenze di temperature più che trascurabili, essendoci, solo in alcuni punti, differenza di al massimo due gradi. Questo risultato ha fatto che si scegliesse il modello monoblocco anche per simulazione non real time al fine di ottenere più rapidi tempi di simulazione.

I confronti che seguiranno, tranne dove diversamente indicato, saranno tutti realizzati proprio con tale versione del modello.

➤ Modello monoblocco

Si riportano di seguito alcuni confronti con i dati della telemetria. In particolare, il confronto è eseguito sull'unico dato di temperatura disponibile ossia la temperatura superficiale e, dove possibile, sulle temperature di bulk di fine run misurate a mezzo di pirometro.

Per ciascuno dei quattro pneumatici si riportano anche le temperature medie, simulate, del bulk e dello superficie interna.

Il primo confronto è eseguito ponendo tutti gli scaling factor del modello pari ad uno. Ciò viene fatto al fine di mostrare come il Thermo Racing Tyre, essendo un modello fisico e considerando tutti (eccetto l'irraggiamento) gli scambi termici è in grado di riprodurre la fenomenologia e quindi gli andamenti. Ovviamente i valori assoluti non risulteranno esatti a causa degli errori di modello ed in particolare:

- nella realtà non tutta l'area di contatto è in slittamento pertanto non tutte le forze tangenziali generano dissipazione per frizione
 - i fenomeni di convezione forzata risultano complessi e l'approccio fornito dall'analisi adimensionale non è in grado di riprodurli con grande accuratezza
 - il cooling con la strada è influenzato dalle caratteristiche dell'asfalto che oltre a variare di circuito in circuito sono suscettibili di variazione anche durante uno stesso evento
- A ciò vanno aggiunte le approssimazioni del modello.

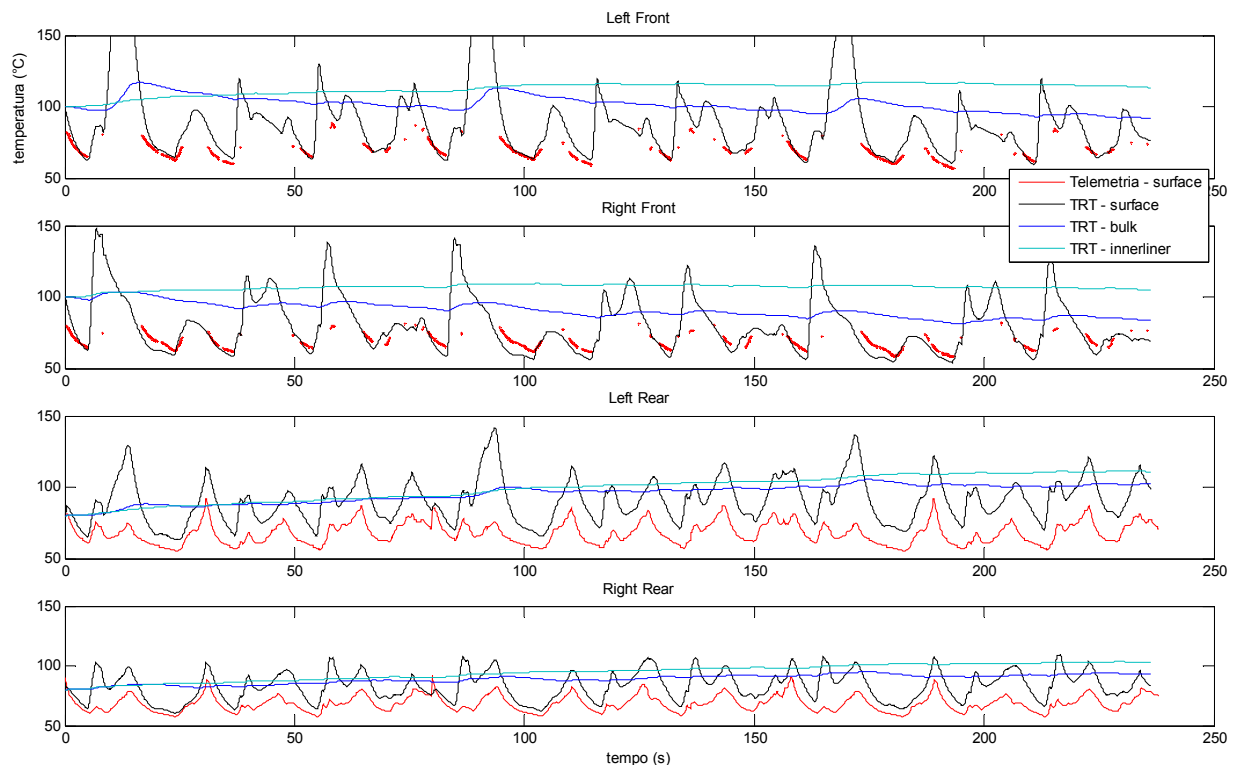


Fig. 6.3 – Confronto tra le temperature ottenute con il TRT utilizzando scaling factor unitari e le temperature superficiali di telemetria

Nonostante, le premesse, l'errore risulterebbe accettabile sugli pneumatici anteriori anche se con alcuni picchi di temperatura eccessivi mentre sugli pneumatici posteriori vi è un errore medio di circa dieci gradi.

Effettuando un tuning del modello, considerando diversi eventi, la stessa situazione vista in precedenza si modifica come segue:

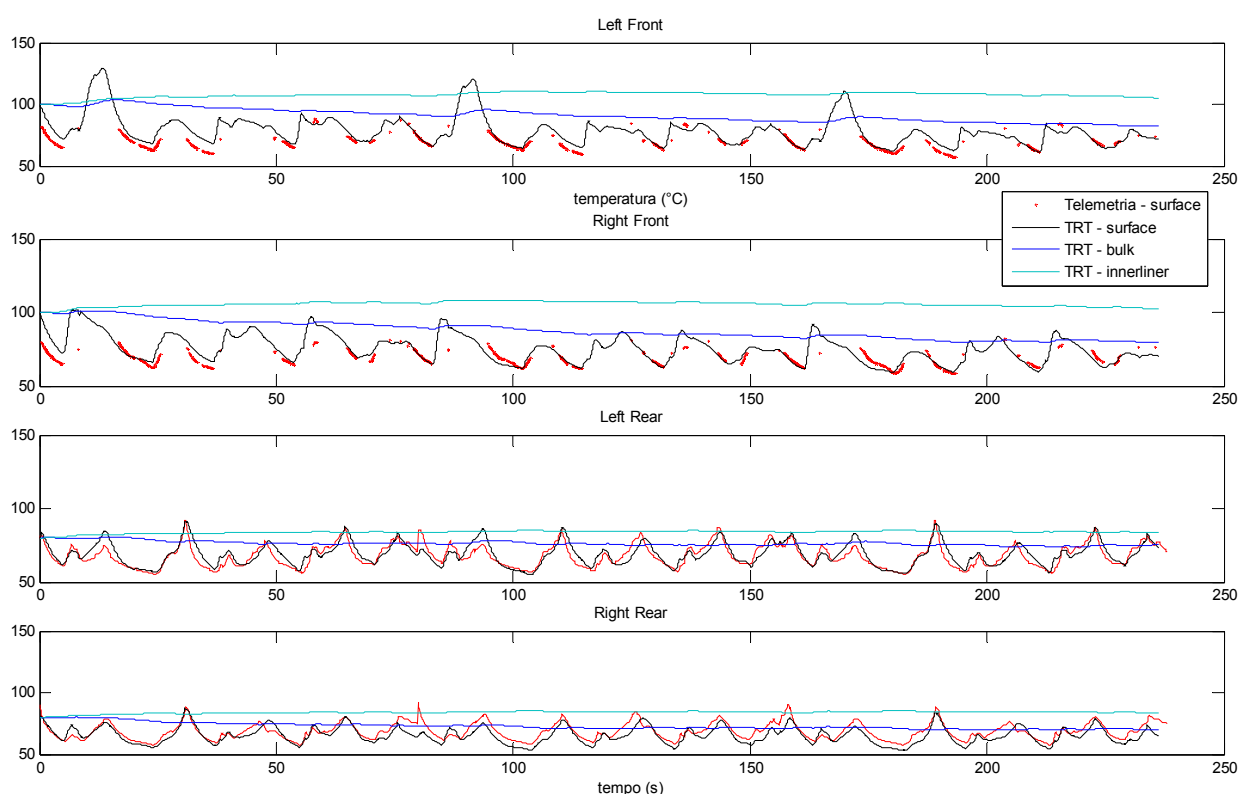


Fig. 6.4 - Confronto tra le temperature ottenute con il TRT e le temperature superficiali di telemetria

A seguito della procedura di ottimizzazione l'errore medio, per ogni pneumatico, si riduce a pochi gradi ossia ci si trova all'interno dello scatter di misura.

Di seguito il confronto con le temperature del bulk di fine run confrontate con la telemetria.

	Misure	TRT
LF	75	80
RF	72	77
LR	82	77
RR	77	71

Tab. 6.1 – Temperature di bulk di fine run: TRT vs misure sperimentali

Si tenga presente che risulta praticamente impossibile conoscere esattamente l'istante in cui le misure con il pirometro vengono effettuate.

Con il Thermo Racing Tyre è possibile conoscere anche la temperatura riguardante l'area di contatto. Sempre per l'evento riportato sopra, si riportano di seguito le temperature superficiali di ingresso ed uscita contatto, con uno zoom di un particolare intervallo nel lato. Tale valore risulta variabile con frequenza molto elevata essendo legato ai continui e rapidi passaggi dei nodi nell'area di contatto.

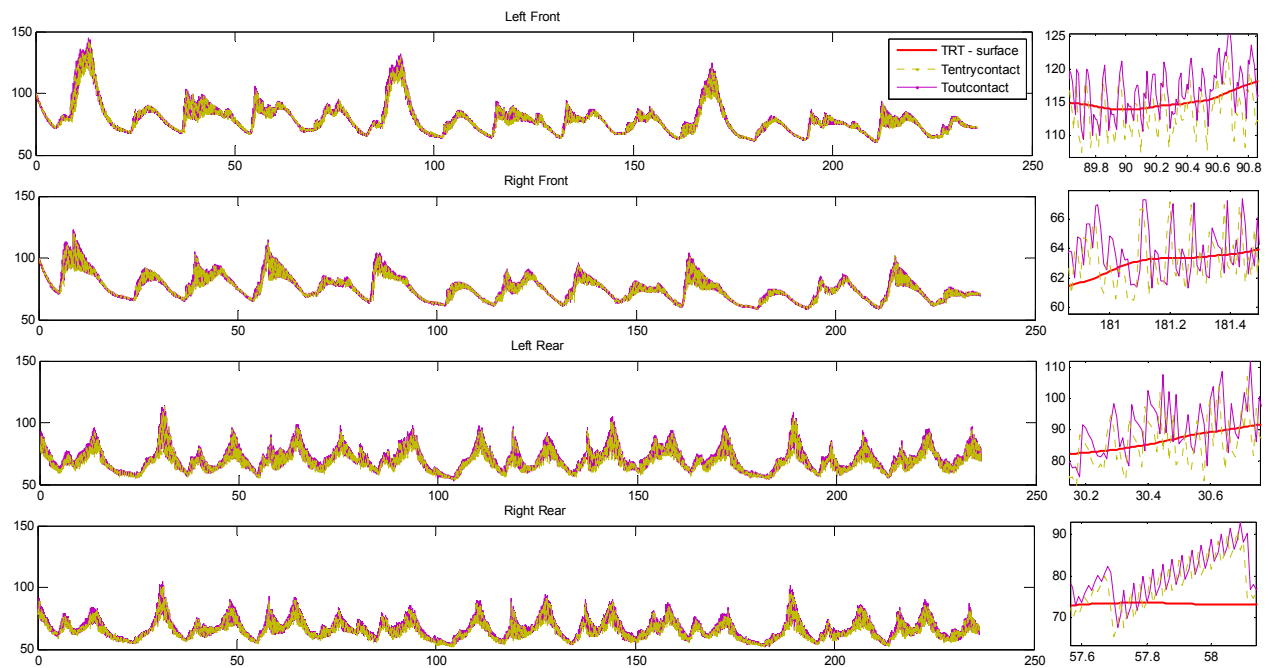


Fig. 6.4 – TRT: temperatura ad ingresso ed uscita del contatto con l'asfalto

Altre grandezze che è possibile ottenere a seguito di una simulazione sono le potenze termiche scambiate dal sistema pneumatico.

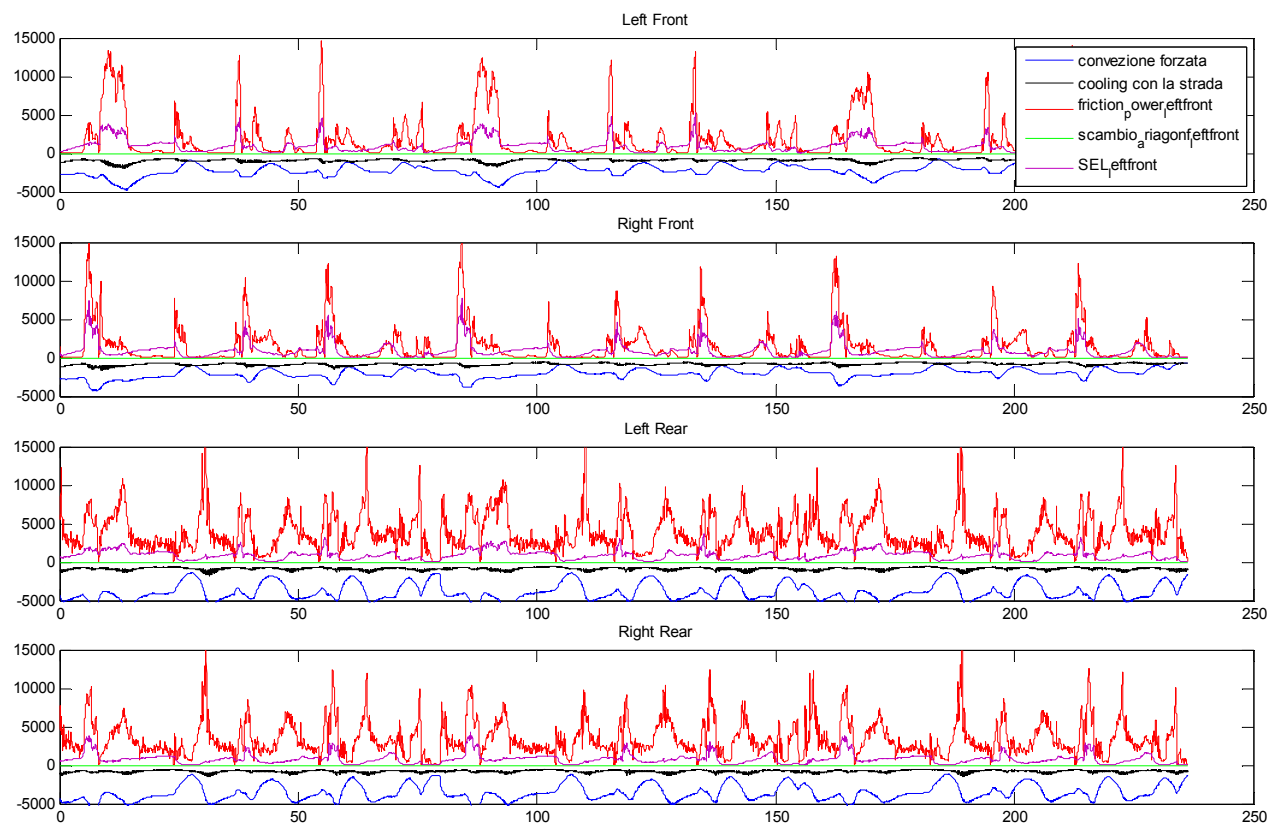


Fig. 6.5 – TRT: potenze termiche scambiate, istante per istante, dal sistema pneumatico

A titolo dimostrativo viene riportato un ulteriore confronto con la temperatura superficiale di telemetria e con i valori del bulk di fine run relativi ad un diverso evento.

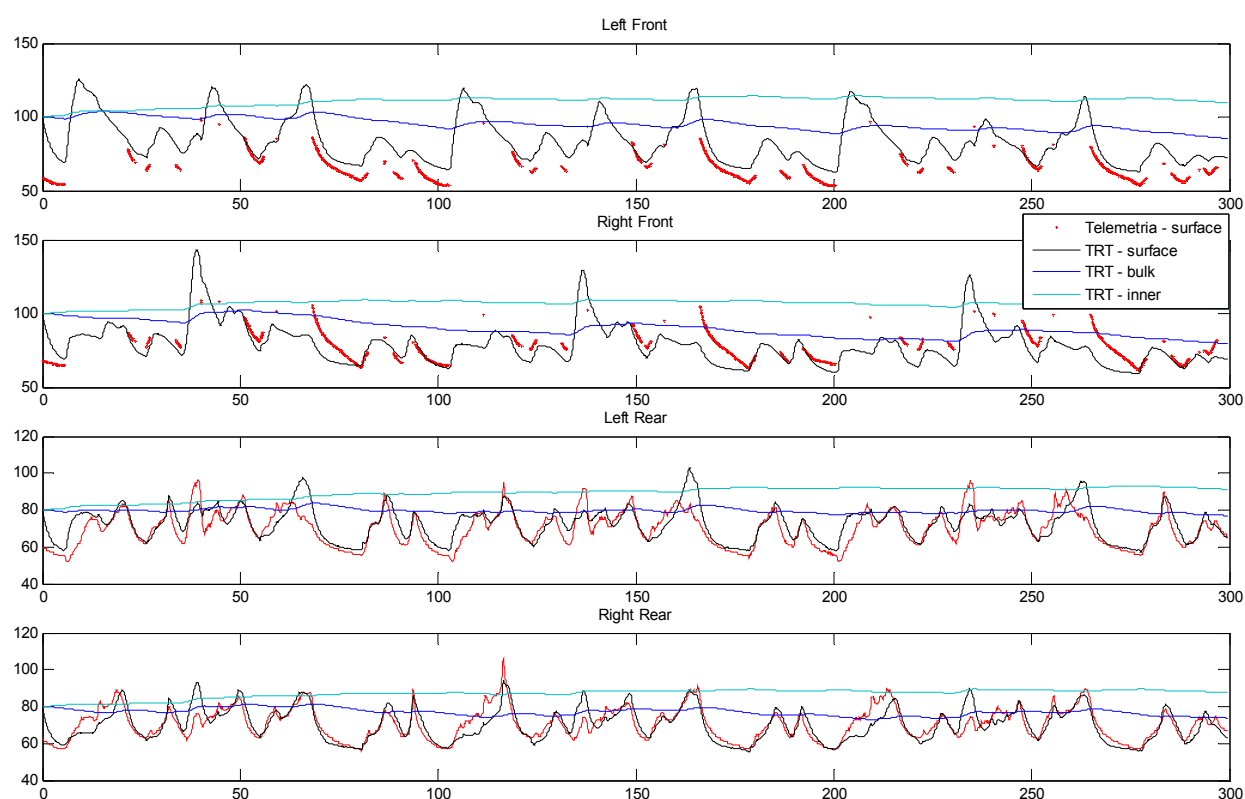


Fig. 6.6 - tra le temperature ottenute con il TRT e le temperature superficiali di telemetria

	Misure	TRT
LF	72	79
RF	70	77
LR	75	77
RR	73	74

Tab. 6.2 - Temperature di bulk di fine run: TRT vs misure sperimentali

➤ Modello locale

Si riporta di seguito un risultato ottenuto con il modello locale, assumendo pari a tre il numero di rib costituente lo pneumatico. Gli aggettivi interno ed esterno associati ai rib si riferiscono a posizioni relative al veicolo. Come è possibile vedere, la temperatura del rib più interno, soggetto a pressioni locali e a sollecitazioni più elevate risulta essere il più caldo.

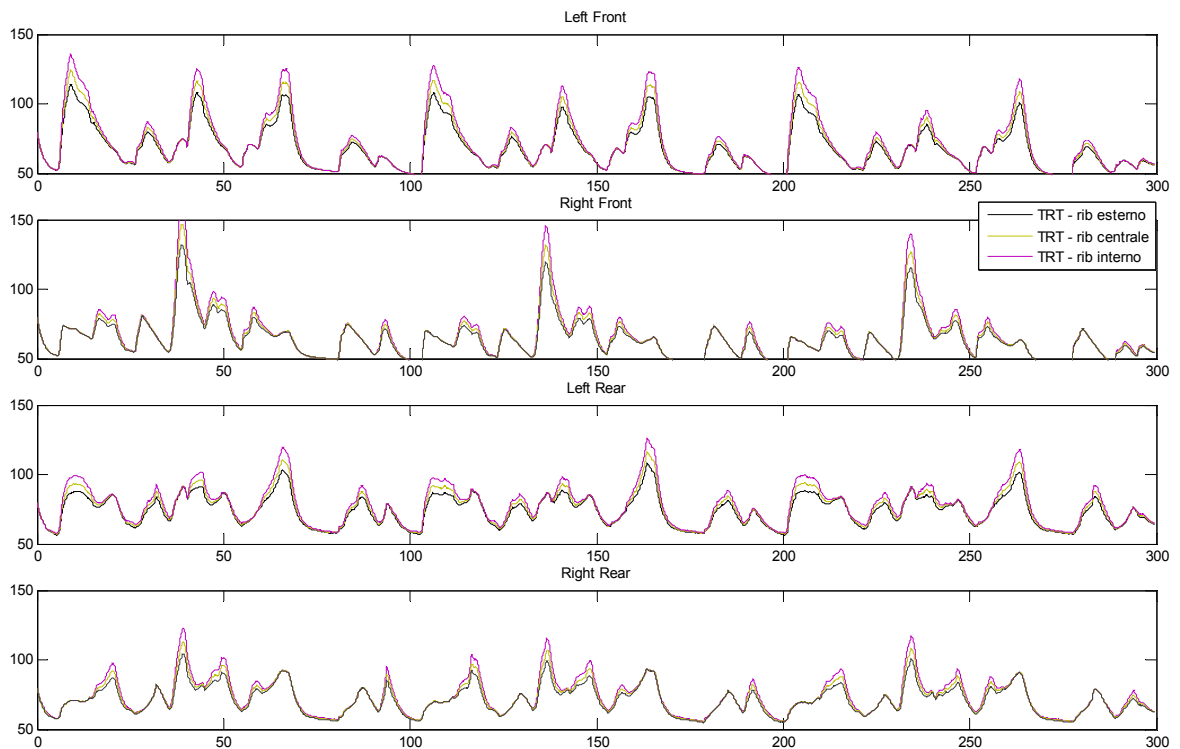


Fig. 6.7 – TRT locale: temperature superficiali sui differenti rib

➤ Il Bloccaggio

Un caso particolarmente interessante, da un punto di vista termico, per uno pneumatico è il bloccaggio. Può capitare, infatti, che in frenata, ad ingresso curva, la ruota anteriore più scarica si blocchi raggiungendo così le condizioni di slittamento globale. Una tale situazione, comporta una friction power molto elevata e di conseguenza un brusco ed importante incremento di temperatura locale. Uno dei vantaggi di disporre di un modello discretizzato sulla superficie esterna e nel quale si scindano le zone soggette a diverse condizioni al contorno è quello di evitare che situazioni simili influenzino oltremodo la temperatura media di tale strato e di conseguenza quella degli strati interni.

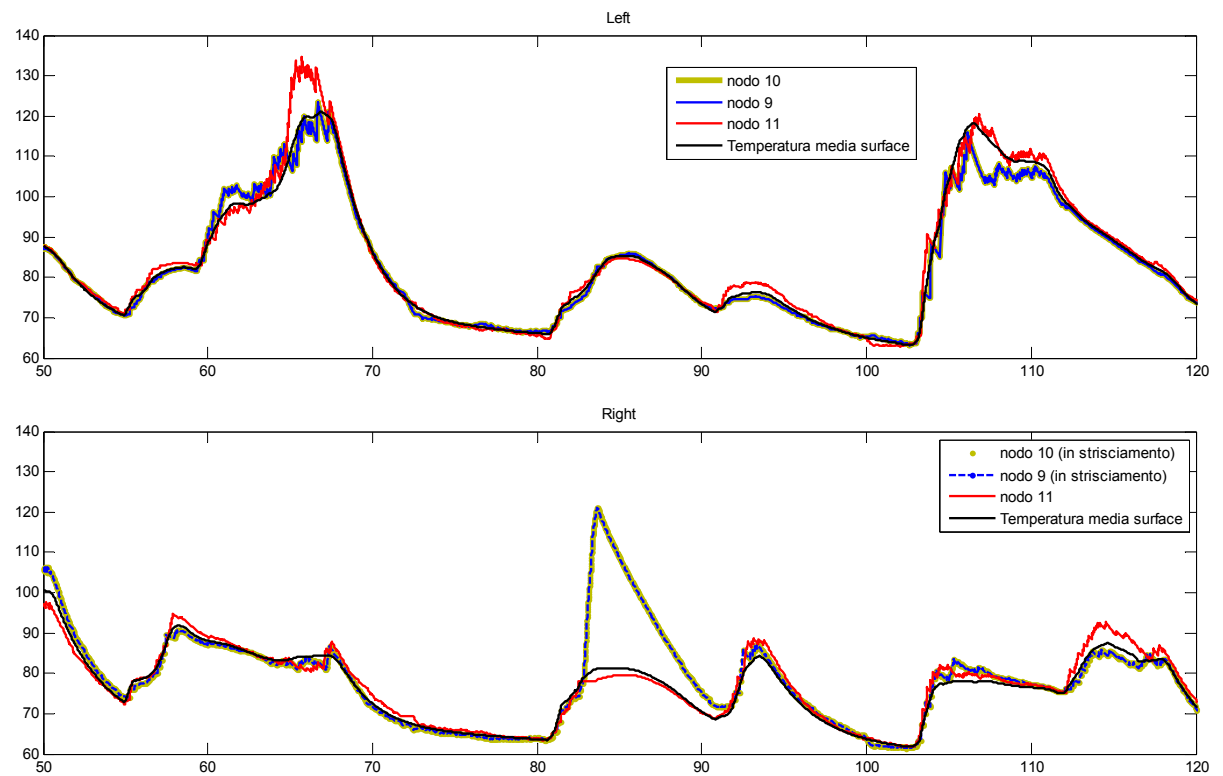


Fig. 6.8 – Bloccaggio di uno pneumatico: andamento delle temperature dei nodi superficiali

Dal grafico appena mostrato (fig. 6.8), si nota come la temperatura dei soli nodi appartenenti all'area di contatto (in tal caso due), nel momento in cui si verifica il bloccaggio (in corrispondenza di ca. 82s), subisce un notevole incremento.

Capitolo 7

Analisi di sensibilità del modello

Per avere un'idea del peso dei vari scambi di calore sulle temperature ottenute con il modello è stata applicata la Pareto Anova. Tale metodologia risulta utile anche in fase di tuning del modello. È stata poi eseguita un'analisi sulle potenze scambiate dallo pneumatico durante il funzionamento al fine di valutarne l'influenza sull'andamento della temperatura.

7.1 Introduzione alla *Pareto Anova*

Per poter effettuare un'analisi sulla sensibilità che il modello T.R.T. presenta agli *scaling factor*, o meglio alle diverse tipologie di scambio termico, si è deciso di adottare la metodologia *Pareto-Anova* mediante la quale è possibile tener conto, in modo abbastanza rigoroso, della reciproca influenza dei coefficienti correttivi sul risultato.

Il metodo *Pareto-Anova* è un approccio semplificato della più complessa *Analysis of Variance (ANOVA)*, nell'ambito del *Design of Experiments (D.O.E.)*, ovvero la progettazione statistica degli esperimenti. La *Pareto-Anova* consente un'analisi statistica dell'effetto che la variazione di uno o più parametri funzionali (fattori di controllo) comporta sulla *performance* di un sistema. Tale analisi è, in genere, finalizzata all'ottimizzazione dei suddetti parametri funzionali per ottenere la migliore prestazione possibile. In questa sede, tuttavia, lo scopo del suo utilizzo è semplicemente la valutazione della sensibilità che il modello presenta agli *scaling factor*.

L'approccio *Pareto-Anova* si basa sulla possibilità di far variare il valore di ciascun fattore di controllo tra due o più livelli, scelti a priori. Si pianificano, così, un numero di prove sperimentali da eseguire che, per un'analisi completa, è dato dal numero di livello dei fattori elevato al numero di fattori stesso.

Un piano di prove siffatto è detto *piano fattoriale completo*. Una volta che questo è stato definito e programmato, vengono condotte le prove e determinati, poi, i *rapporti di contribuzione* di ciascun fattore di controllo. Questi permettono di quantificare l'influenza percentuale che il singolo fattore esercita sulla prestazione globale del sistema, senza prescindere dalle mutue interazioni. Nel caso di fattori di controllo a due livelli, essi vengono calcolati nel seguente modo: si sommano le prestazioni ottenute quando il fattore di controllo è al primo livello, poi quando il fattore di controllo è al secondo livello; si calcola la differenza tra questi due risultati ottenuti e la si eleva al quadrato; infine, il rapporto di contribuzione è dato dal rapporto tra il quadrato della differenza del singolo fattore e la somma dei quadrati della differenze dei restanti fattori [9].

7.2 La Pareto-Anova applicata al T.R.T.

Lo *scaling factor* agente sul coefficiente di ripartizione del calore (*CR*) non è stato tenuto in considerazione in quanto andando ad agire di fatto sulla *friction power* nella sua globalità, sarebbe risultato ridondante¹ e quindi avrebbe falsato le prove.

Al fine di valutare l'influenza di ogni tipologia di scambio, e quindi degli *scaling factor*, sui valori di temperatura ottenuti, si è optato per un approccio semplificato, attribuendo ad ogni *scaling factor* due soli livelli, simmetrici attorno all'unità. Pertanto risulta:

	<i>Air Conv</i>	<i>Cooling to track</i>	<i>Fric Long</i>	<i>Fric Lat</i>	<i>SEL</i>	<i>InnerGas Conv</i>
Livello 0	0.90	0.90	0.90	0.90	0.90	0.90
Livello 1	1.10	1.10	1.10	1.10	1.10	1.10

Tab. 7.1 – Valori degli *scaling factor* scelti per i due livelli su cui si è realizzata a Pareto Anova

dove:

- *AirConv* indica il termine correttivo sullo scambio termico convettivo con l'aria esterna;
- *Cooling to track* termine correttivo sullo scambio termico con la strada;
- *Fric Long*, è il termine correttivo sulla *friction power* longitudinale;
- *Fric Lat* termine correttivo sulla *friction power* laterale;
- *SEL* parametro correttivo sulla *SEL*;
- *InnerGas Conv* *scaling factor* relativo allo scambio convettivo con il gas di gonfiaggio.

Avendo a disposizione sei *scaling factor*, ciascuno a due livelli, un piano fattoriale completo consta di $2^6 = 64$ prove. Tale piano è riportato di seguito.

Test	<i>Air Conv</i>	<i>Cooling to Track</i>	<i>Fric Long</i>	<i>Fric Lat</i>	<i>SEL</i>	<i>InnerGas Conv</i>
1	0	0	0	0	0	0
2	0	0	0	0	0	1
3	0	0	0	0	1	0
4	0	0	0	0	1	1
5	0	0	0	1	0	0
6	0	0	0	1	0	1
7	0	0	0	1	1	0
8	0	0	0	1	1	1

¹ Per condurre correttamente un'analisi *Pareto-Anova* è necessario che i fattori di controllo siano tra loro indipendenti.

9	0	0	1	0	0	0
10	0	0	1	0	0	1
11	0	0	1	0	1	0
12	0	0	1	0	1	1
13	0	0	1	1	0	0
14	0	0	1	1	0	1
15	0	0	1	1	1	0
16	0	0	1	1	1	1
17	0	1	0	0	0	0
18	0	1	0	0	0	1
19	0	1	0	0	1	0
20	0	1	0	0	1	1
21	0	1	0	1	0	0
22	0	1	0	1	0	1
23	0	1	0	1	1	0
24	0	1	0	1	1	1
25	0	1	1	0	0	0
26	0	1	1	0	0	1
27	0	1	1	0	1	0
28	0	1	1	0	1	1
29	0	1	1	1	0	0
30	0	1	1	1	0	1
31	0	1	1	1	1	0
32	0	1	1	1	1	1
33	1	0	0	0	0	0
34	1	0	0	0	0	1
35	1	0	0	0	1	0
36	1	0	0	0	1	1
37	1	0	0	1	0	0
38	1	0	0	1	0	1
39	1	0	0	1	1	0
40	1	0	0	1	1	1
41	1	0	1	0	0	0
42	1	0	1	0	0	1
43	1	0	1	0	1	0
44	1	0	1	0	1	1
45	1	0	1	1	0	0
46	1	0	1	1	0	1
47	1	0	1	1	1	0
48	1	0	1	1	1	1
49	1	1	0	0	0	0
50	1	1	0	0	0	1
51	1	1	0	0	1	0
52	1	1	0	0	1	1
53	1	1	0	1	0	0
54	1	1	0	1	0	1
55	1	1	0	1	1	0
56	1	1	0	1	1	1
57	1	1	1	0	0	0
58	1	1	1	0	0	1
59	1	1	1	0	1	0
60	1	1	1	0	1	1

61	1	1	1	1	0	0
62	1	1	1	1	0	1
63	1	1	1	1	1	0
64	1	1	1	1	1	1

Tab. 7.2 – Lista delle combinazioni dei parametri della Pareto Anova

Come variabile di controllo per l'analisi dei risultati, si è fatto riferimento, per entrambe le ruote, al valor assoluto della differenza, istante per istante, tra il valore di temperatura ottenuto dalle simulazioni del test in esame e quella della simulazione ottenuta con gli *scaling factor* pari al valore centrale (*condizioni nominali*):

$$errore_{istantaneo}(t) = |T_{test,i-mo}(t) - T_{nominale}(t)|$$

In seguito si è proceduto al calcolo dei *rapporti di contribuzione*, per i quali si è fatto riferimento all'errore medio per il singolo assale definito come:

$$errore_{medio,assale} = \frac{(errore_{medio,left} + errore_{medio,right})}{2}$$

Ciascuno di tali errori è stato valutato per le temperature ottenute in ogni strato (surface, bulk e inner liner), ottenendo così tre diversi rapporti di contribuzione. Ciò consente di verificare l'influenza dei differenti scambi sulle temperature di ogni strato.

I rapporti di contribuzione così ottenuti sono riportati nella seguente tabella:

	<i>Air Conv</i>	<i>Cooling to track</i>	<i>Fric Long</i>	<i>Fric Lat</i>	<i>SEL</i>	<i>InnerGas Conv</i>
Rapporti di Contribuzione Surface	0.623	0.084	0.137	0.149	0.008	0.000
Rapporti di Contribuzione Bulk	0.635	0.080	0.126	0.147	0.012	0.000
Rapporti di Contribuzione InnerLiner	0.593	0.077	0.134	0.151	0.044	0.002

Tab. 7.3 – Rapporti di contribuzione dei vari scaling factor

Lo scambio convettivo con l'aria esterna è il fattore che presenta il peso più elevato (ca. 60%). Tale situazione si ripete per i tre strati allo stesso modo con un valore leggermente più elevato per lo strato intermedio del bulk.

L'altro scambio convettivo, quello con il gas di gonfiaggio è del tutto ininfluenza sulle temperature dei tre strati. Ovviamente, una minima influenza è presente nello strato a diretto contatto, l'inner liner, per il quale, in ogni caso, il rapporto di contribuzione è pari solo allo 0.2%. Tale risultato sembra affermare la possibilità di considerare adiabatica la parete interna dello pneumatico. È stato ritenuto, comunque, importante tenere in conto di tale scambio essendo il gas di gonfiaggio l'interfaccia dello pneumatico con il cerchio. Ciò consente al TRT di essere inserito in una catena di modellazione più ampia.

I pesi delle friction power risultano pari al 13 e 15% circa, rispettivamente per l'aliquota longitudinale e quella laterale.

La Strain Energy, coerentemente con il fatto di essere un termine di generazione interno allo pneumatico, acquista sempre più importanza spostandosi dallo strato più esterno a quello più interno.

Infine, lo scambio termico conduttivo con l'asfalto mostra un rapporto di contribuzione di poco inferiore allo 0.1.

Di seguito, per permettere di visualizzare gli effetti, sulle temperature medie dei vari strati in cui è stato schematizzato lo pneumatico, vengono riportati confronti tra il risultato ottenuto con il TRT imponendo a ogni scaling factor i valori assunti nel livello 0 e quelli ottenuti variando, uno alla volta, i valori di tali fattori portandoli al livello 1.

Aumentando il valore dello scambio convettivo con l'area esterna, come già appurato tramite i rapporti di contribuzione, si nota l'enorme impatto sulle temperature dello pneumatico.

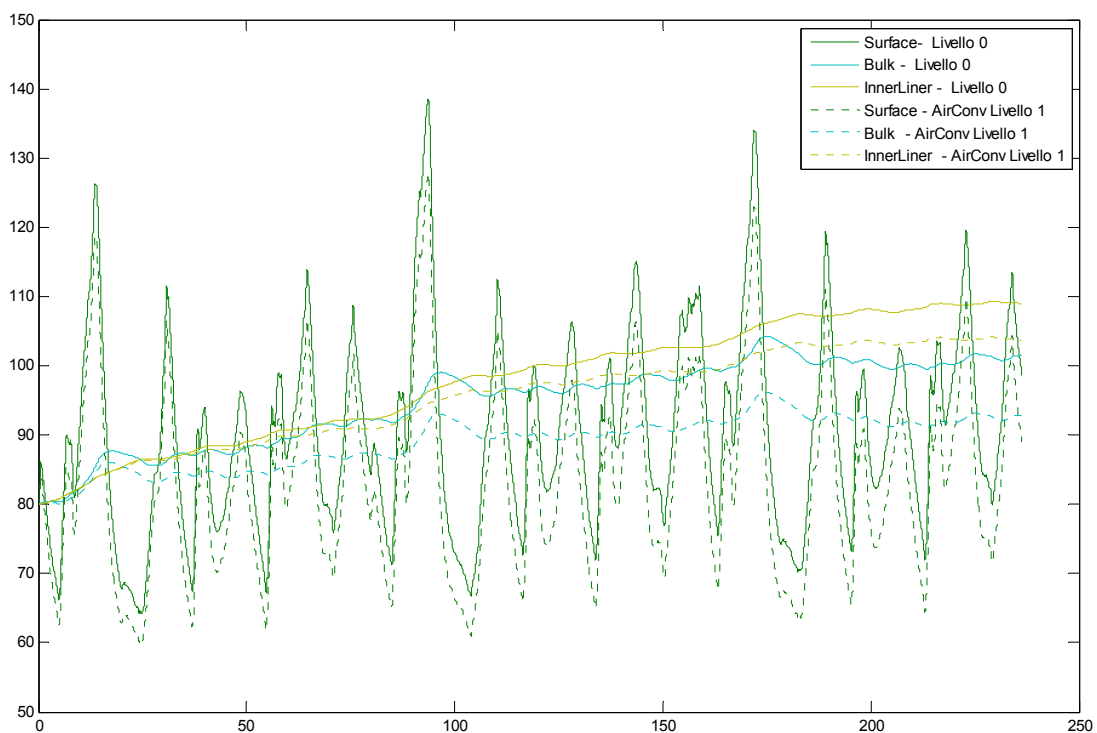


Fig. 7.1 – Effetto sulle temperature delle variazioni di *AirConv*

Variazioni del coefficiente di scambio termico con la strada comportano variazioni del gradiente di temperatura, apprezzabili nelle fasi di raffreddamento.

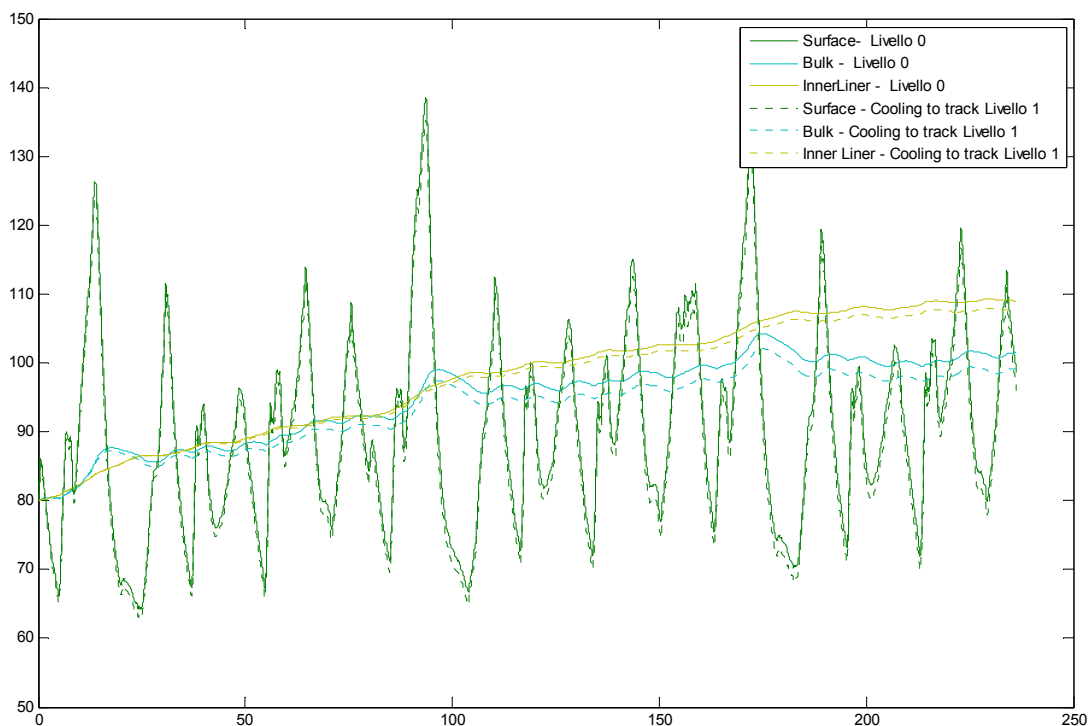


Fig. 7.2 – Effetto sulle temperature delle variazioni di Cooling to track

Aumentando l'importanza, per il modello, dell'effetto legato alla generazione di calore per frizione è visibile, dalle figure che seguono, un incremento sostanziale delle temperature, superficiali e di conseguenza degli strati più interni. Essendo, soprattutto per gli pneumatici anteriori, preponderante la friction power laterale, tale effetto si esaspera se lo scaling factor incrementato è quello relativo proprio a tale aliquota.

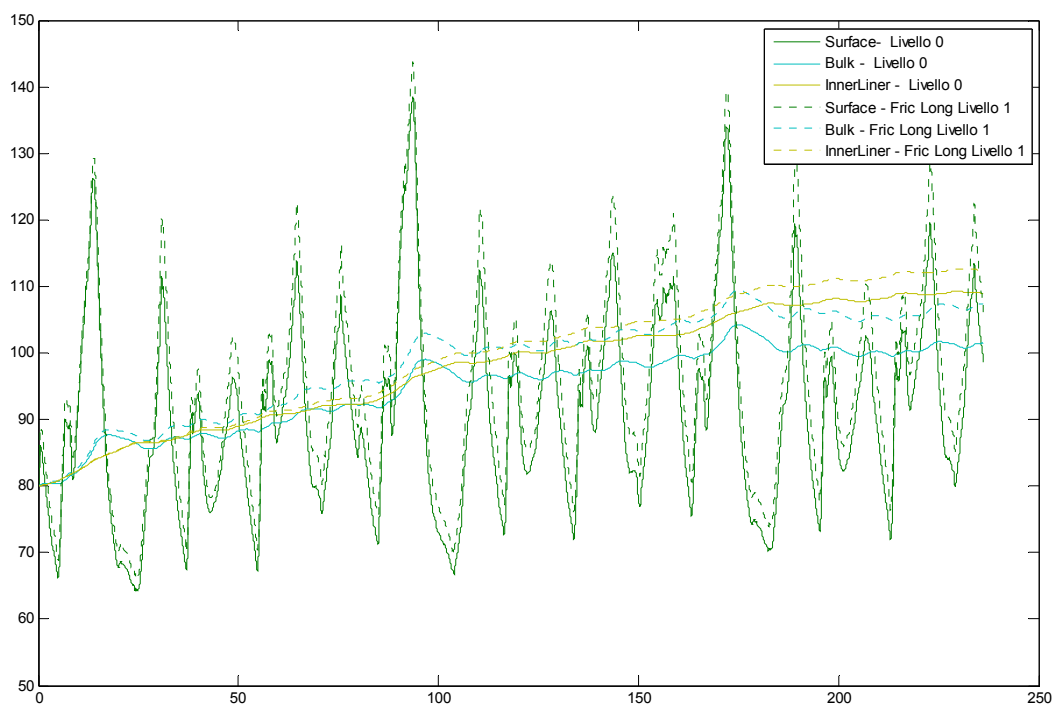


Fig. 7.3 – Effetto sulle temperature delle variazioni di Fric Long

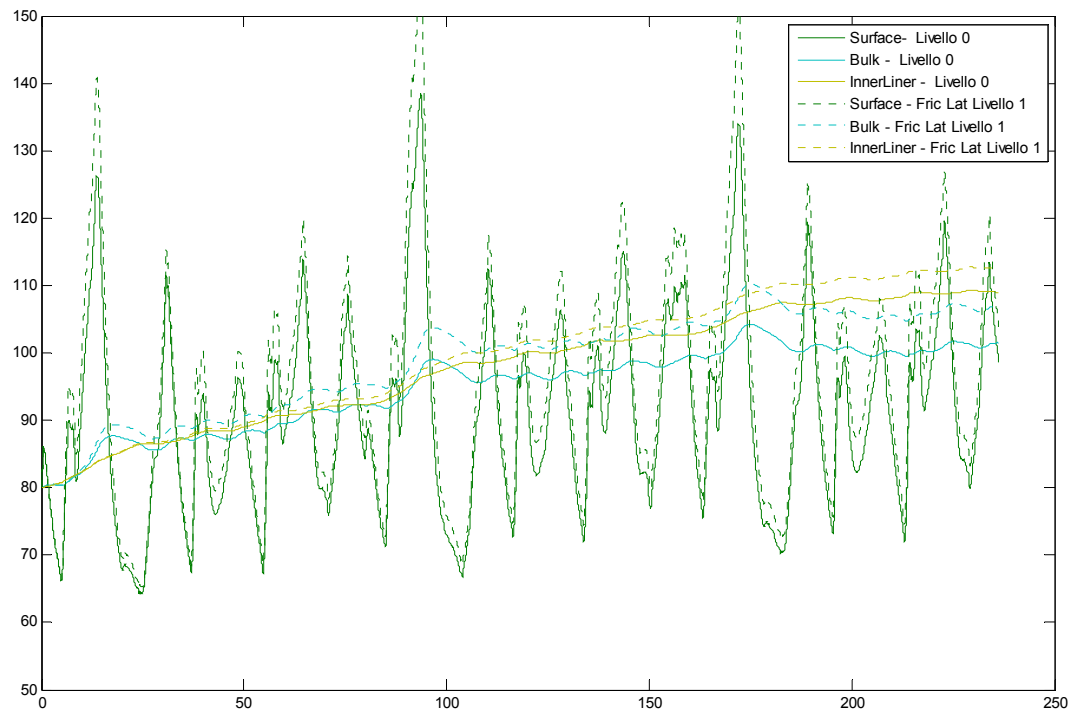


Fig. 7.4 – Effetto sulle temperature delle variazioni di *Fric Lat*

Si riporta di seguito un grafico nel quale si realizza un confronto in cui il valore dello scaling factor variato è quello che agisce sulla SEL.

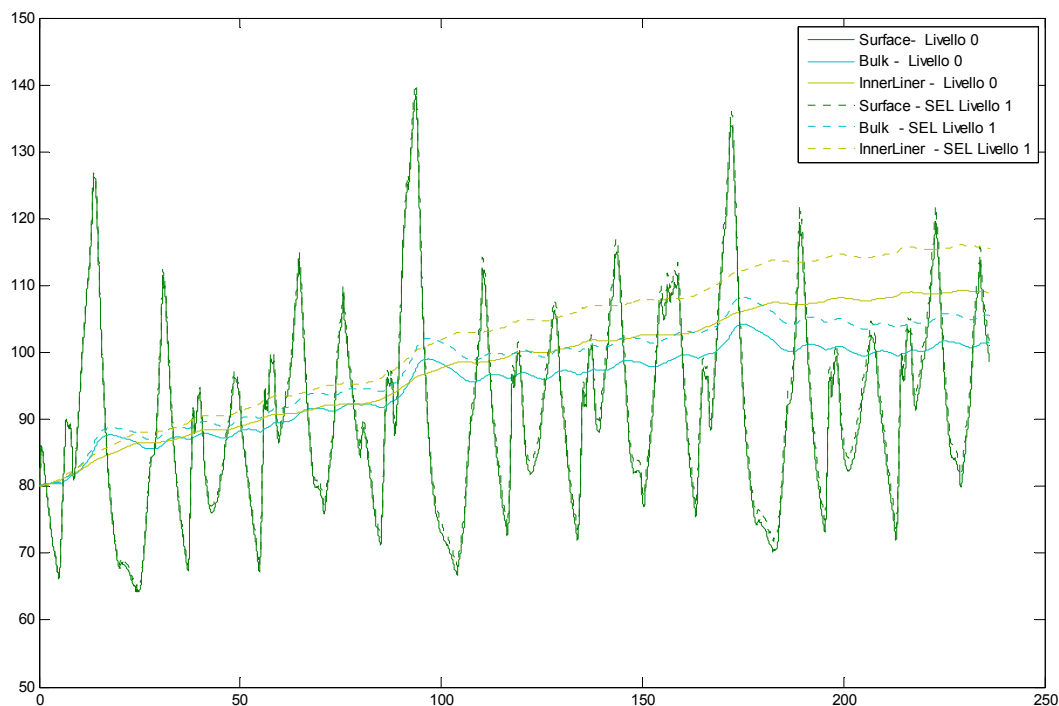


Fig. 7.5 – Effetto sulle temperature delle variazioni di SEL.

Le curve della surface risultano molto prossime con differenze che risultano essere dei veri e propri shift verticali della curva.

Nel caso dello strato bulk e di quello inner liner, invece, l'influenza che il coefficiente SEL ha sulla temperatura è maggiore, con le curve sensibilmente distanziate tra loro fin dai primi momenti della simulazione.

Non viene riportato il caso in cui a variare sia lo scaling relativo allo scambio convettivo con il gas di gonfiaggio in quanto, effettuando su di esso variazioni del 10% come realizzato nella pareto anova, le differenze di temperatura risultano non apprezzabili.

È bene sottolineare che non è stata cercata la combinazione ottimale dei parametri², in quanto, come già esposto, non era questo lo scopo dell'analisi. In secondo luogo, avendo preso come riferimento per la prestazione l'errore medio rispetto al caso nominale³, trovare la combinazione di parametri che minimizza tale quantità, non si traduce necessariamente nell'ottenere le migliori approssimazioni delle curve sperimentali. Tale analisi voleva essere una linea guida per un eventuale affinamento del tuning, mostrando l'influenza che gli scaling factor manifestano sul comportamento del modello.

7.3 Analisi degli scambi energetici

Un'altra analisi interessante realizzata sul modello T.R.T. è relativa alle energie generate o scambiate durante una simulazione. Come output del modello, infatti, sono

² Operazione possibile con l'approccio *Pareto-Anova*.

³ In cui tutti gli scaling factor sono al valore unitario.

disponibili anche le potenze scambiate tra lo pneumatico e l'ambiente esterno, nonché quella dissipata per isteresi, ovvero:

- *Friction power* agente nell'area di contatto (W);
- Scambio di calore con la strada (W);
- Scambio di calore con l'aria esterna (W);
- Scambio di calore con il gas di gonfiaggio (W);
- *SEL* relativa all'intero pneumatico (W).

Di seguito si riportano i risultati relativi alle energie scambiate durante una singola simulazione. Si calcolano le potenze scambiate dai singoli nodi, moltiplicandole per il numero dei nodi interessato dal fenomeno. Quindi, per la *friction power* e il cooling con la strada, le due potenze scambiate dallo pneumatico sono ottenute moltiplicando, per entrambe, la potenza scambiata dal singolo nodo per i nodi istantaneamente a contatto col suolo. Di conseguenza, l'energia scambiata per convezione con l'aria esterna è ottenuta moltiplicando la quantità relativa al singolo nodo per i nodi lambiti dall'aria. Per quella relativa allo scambio con il gas di gonfiaggio, il risultato del singolo nodo è moltiplicato per tutti i nodi costituenti lo strato inner.

Infine per la SEL, la potenza dissipata dall'intero pneumatico è il risultato di quella relativa al singolo nodo, moltiplicata per i nodi costituenti l'intero reticolo.

Nel grafico di figura 7.6, si riporta un confronto diretto tra le tre principali potenze, in valore assoluto. Si nota il leggero ritardo tra il picco di *friction power* e il picco di convezione con l'aria esterna che si ripercuote sugli andamenti delle temperature della surface.

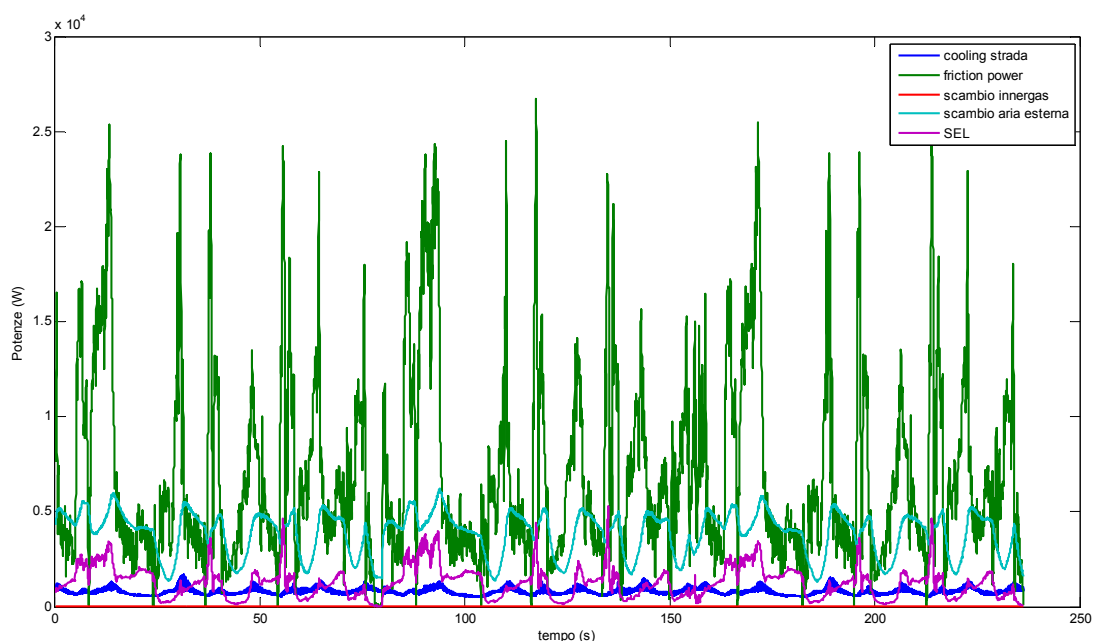


Fig. 7.6 – Confronto diretto tra le principale potenze scambiate dallo pneumatico: friction power, convezione con l'aria esterna e cooling con la strada.

Può essere utile, poi, analizzare l'istogramma di figura 7.7, in cui sono riportate le potenze mediantemente scambiate o generate nell'arco del singolo run, adimensionalizzate rispetto alla potenza generata per *friction power*, che risulta essere quella che assume valori maggiori.

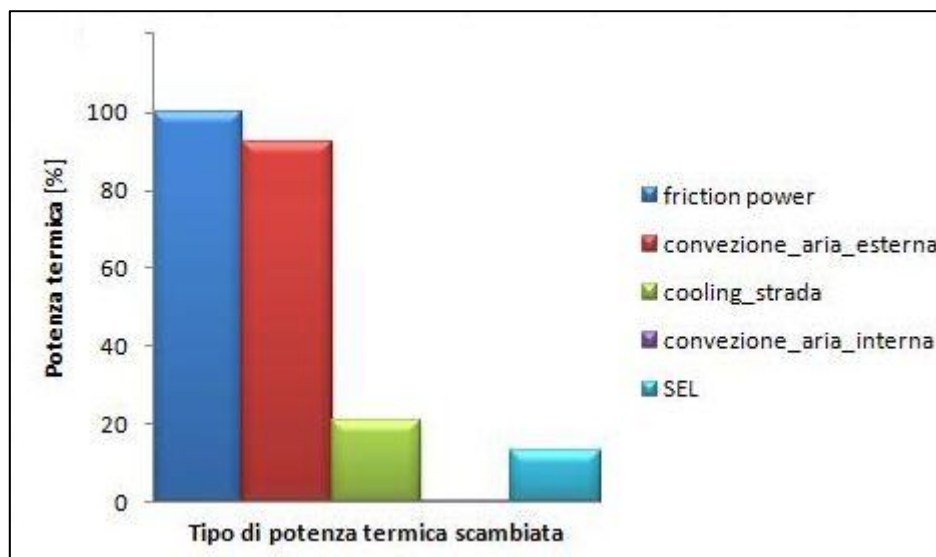


Fig. 7.7 – Istogramma delle potenze termiche caratterizzanti lo pneumatico.

La potenza scambiata per convezione forzata risulta essere circa il 90% della potenza generata per friction power, mentre le altre potenze in gioco non superano di fatto il 20%. Inoltre, la potenza scambiata per convezione naturale col gas di gonfiaggio, non supera lo 0.7% rispetto alla potenza per friction.

Infine, di seguito sono riportate le temperature di uno pneumatico, ottenute da una simulazione realizzata con il modello, e gli andamenti di ciascuna delle potenze scambiate e generate dallo stesso. In questo modo è possibile apprezzare l'influenza che tali potenze hanno sul valore di temperatura nei diversi strati istantaneamente calcolato.

Esiste, evidentemente, una diretta corrispondenza tra i picchi di friction power ed i picchi di temperatura registrati.

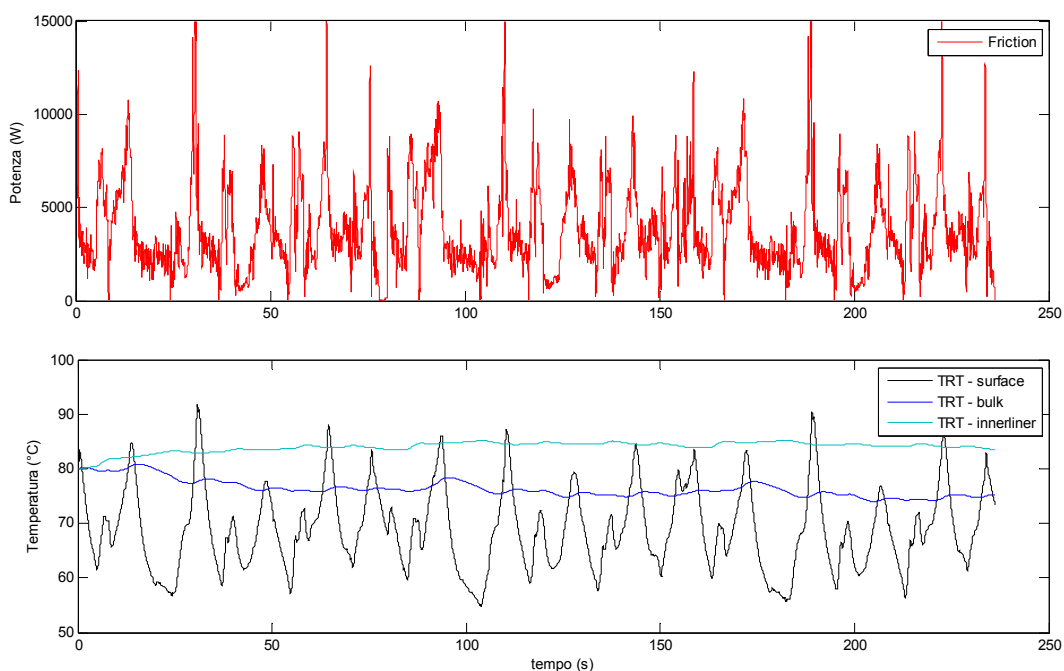


Fig. 7.8 – Potenza termica scambiata per friction power

I picchi di potenza termica scambiata per convezione con l'aria esterna e per cooling con la strada (fig. 7.9 e 7.10) risultano leggermente in ritardo rispetto ai picchi di temperatura registrati. Tali potenze, infatti, determinano il brusco raffreddamento dello pneumatico dopo il picco di friction power.

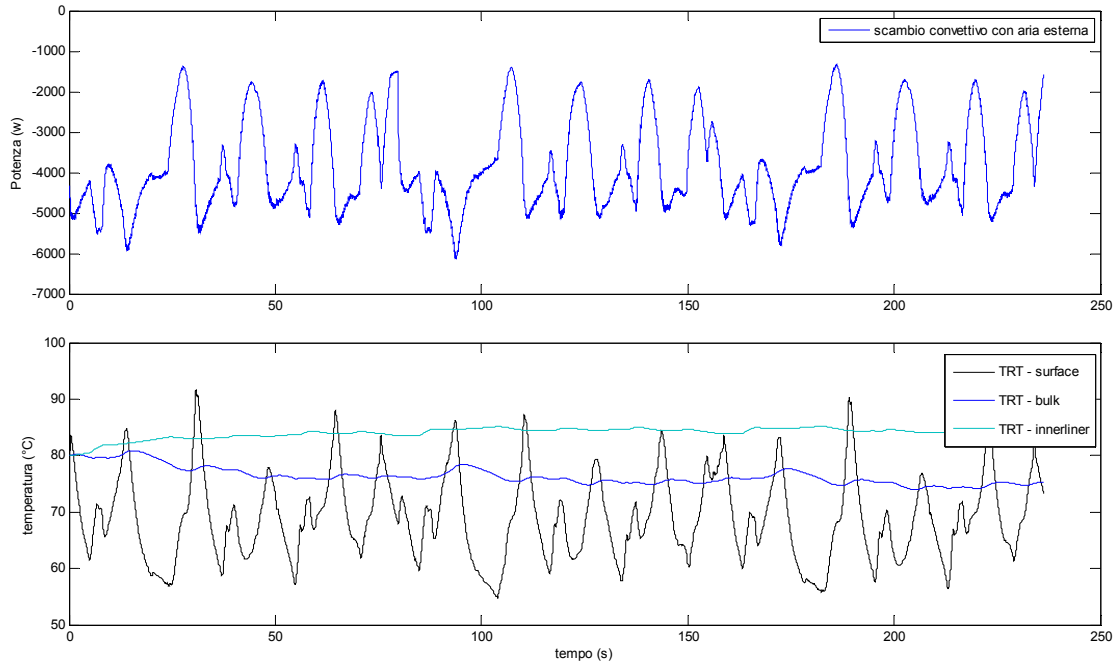


Fig. 7.9 – Potenza termica scambiata con l'aria esterna.

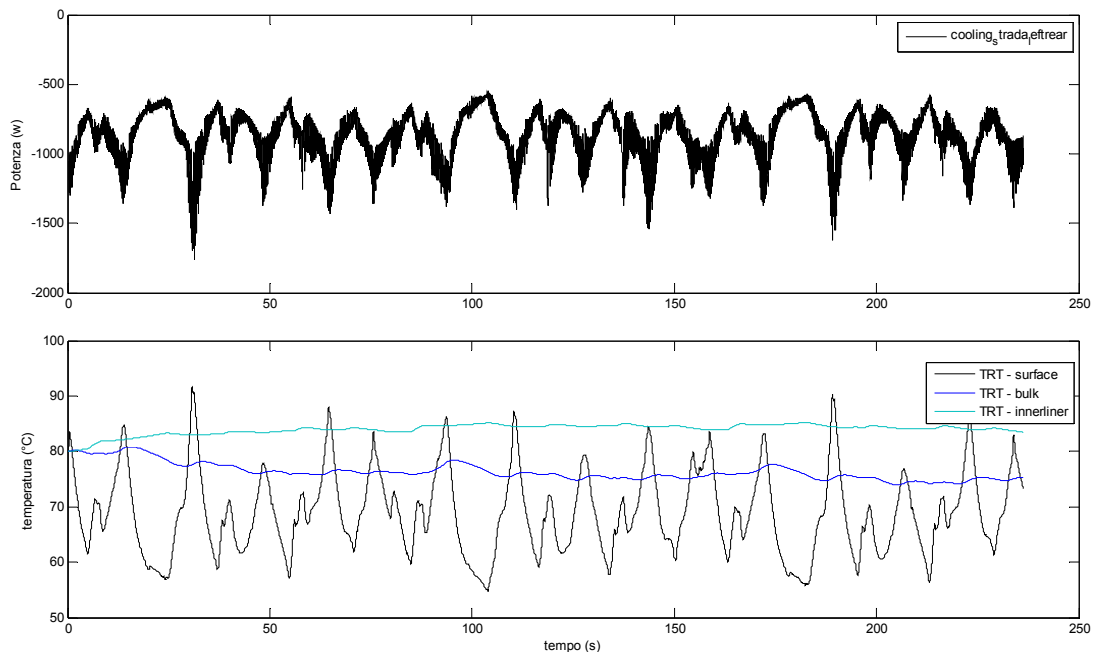


Fig. 7.10 – Potenza termica scambiata con la strada.

In ultimo, si riporta il confronto della temperatura con la potenza scambiata per convezione con l'aria di gonfiaggio e con la generazione di calore per SEL.

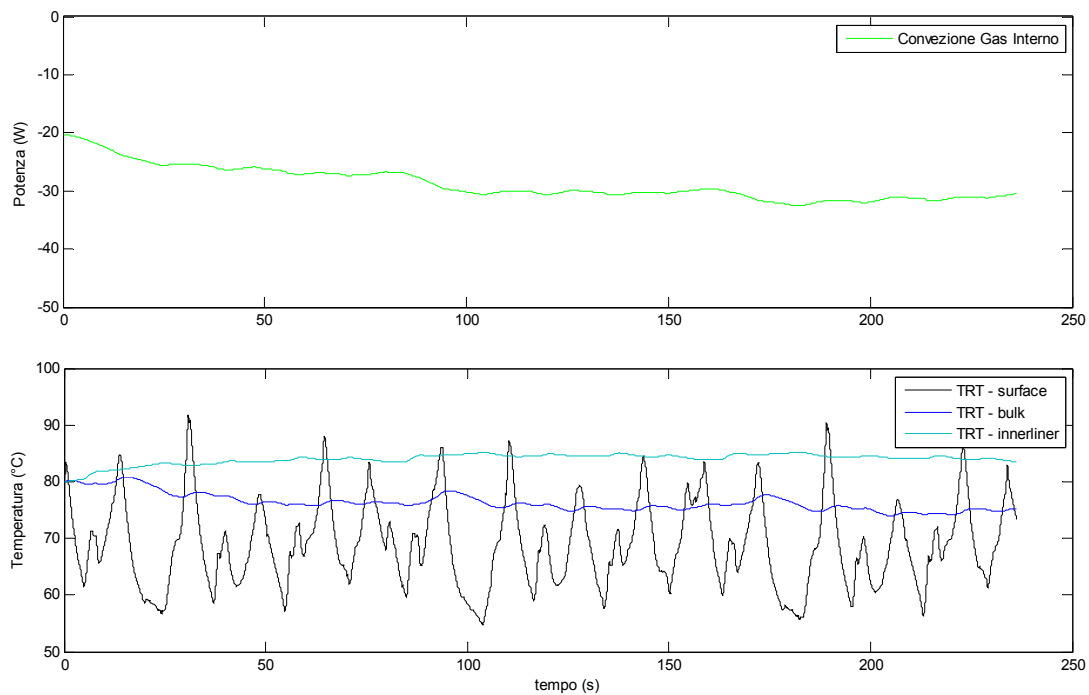


Fig. 7.11 – Potenza termica scambiata col gas di gonfiaggio.

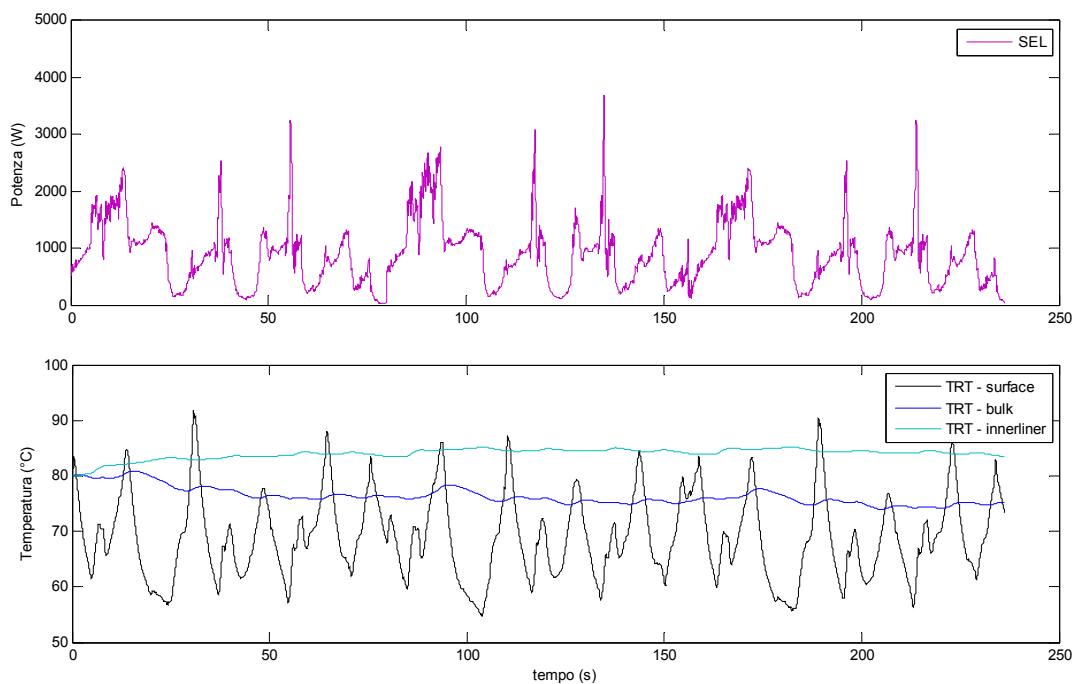


Fig. 7.12 – Potenza termica generata per isteresi dello pneumatico.

Conclusioni

Il lavoro descritto nella presente tesi di dottorato nasce da un'attività di collaborazione tra il Dipartimento di Ingegneria Meccanica per l'Energetica e l'ente Prestazioni Veicolo della Gestione Sportiva di Ferrari S.P.A.

Nell'ambito di questa collaborazione di tesi si è sviluppato un nuovo modello, termico, dello pneumatico. Discretizzando il sistema in oggetto e suddividendolo in due strati di materiale omogeneo, sono stati considerati i bilanci termici relativi ad ogni singolo nodo.

Sono poi stati modellati i singoli scambi termici cui lo pneumatico è interessato, sia quelli all'interno del mezzo stesso sia quelli verso l'ambiente esterno.

Opportune prove sperimentali sono state effettuate al fine di identificare i parametri termodinamici della miscela costituente la gomma, allestendo una prova ad hoc che ha permesso di stimare la variazione delle grandezze con la temperatura.

Inoltre, è stato realizzato un ulteriore banco prova per caratterizzare l'energia dissipata per deformazione da uno pneumatico durante il funzionamento.

Il modello realizzato, il *Thermo Racing Tyre*, ha permesso di riprodurre con ottimo grado di precisione le temperature degli pneumatici durante il funzionamento, acquisite tramite telemetria della vettura. In conseguenza, quindi, della procedura di validazione il modello viene ad essere un valido strumento per la previsione delle temperature di uno pneumatico, quelle relative alla superficie esterna ma anche quelle, normalmente non misurate, degli strati interni.

La possibilità di ottenere le temperature degli strati interni dello pneumatico, la modellazione dell'energia di deformazione e la capacità di lavorare ad elevate frequenze rende il modello uno strumento importante soprattutto per applicazioni riguardanti il settore delle competizioni.

Inoltre, il *Thermo Racing Tyre* si presta ad essere impiegato in applicazioni *real time*, la qual cosa gli permette di essere utilizzato, integrato in una catena termo-meccanica riguardante lo pneumatico e di seguito in un modello di veicolo, in ambienti HiL e H2iL, quali i simulatori di guida. Quest'ultima è un'applicazione oramai molto diffusa in campo automotive e prende sempre più piede nel settore delle competizioni in ragione di una drastica riduzione delle spese e di conseguenza dei test in pista.

Bibliografia

- [1] Ismat A. Abu Isa, Shehdeh W. Jodeh – *Thermal properties of automotive polymers III - thermal characteristics and flammability of fire retardant polymers* – Springer Verlag (2001)
- [2] Richa Agrawal, N.S. Saxena, G. Mathew, S.Thomas, Kanan B. Sharma – *Effective Thermal Conductivity of Three-Phase Styrene Butadiene Composites*
- [3] Bruce A. Chadbourn, James A. Luoma, David E. Newcomb, Vaughan R. Voller – *Consideration of Hot-Mix Asphalt Thermal properties during compaction* – Quality Management of Hot-Mix asphalt, ASTM STP 1299 (1996)
- [4] S. K. Clark, *Mechanics of Pneumatic Tyres*, U. S. Department of Transportation, National Highway Traffic Safety Administration
- [5] P. Dashora – *A study of variation of thermal conductivity of elastomers with temperature* – Physica Scripta Vol.49, pp. 611-614 (1994)
- [6] R. De Rosa, F. Di Stazio, D. Giordano, M. Russo, M. Terzo, ThermoTyre: Tyre temperature distribution during handling manoeuvres. *Vehicle System Dynamics*, 46 (9) (2008), pp. 831 – 844.
- [7] R. De Rosa, F. Di Stazio – *Un modello termodinamico per la previsione della distribuzione di temperatura nello pneumatico durante la sua interazione con la strada* – Lavoro di tesi, Facoltà di Ingegneria, Università degli Studi di Napoli Federico II. Relatori prof. Russo Michele, ing. Giordano Daniele (A.A. 2005-2006)
- [8] J. C. Dixon, *Tyres, Suspensions and Handling*, Cambridge University Press
- [9] Douglas C. Montgomery – *Progettazione e analisi degli esperimenti* – McGraw Hill (2005)

-
- [10] A.N. Gent, J.D. Walter – *The Peumatic Tire* , Akron Univ., OH, N.H.T.S.A., Washington, DC – Pubblicato da NHTSA (2005)
- [11] T. Gillespie, *Fundamental of Vehicle Dynamics*, SAE
- [12] M. Guiggiani – *Dinamica del veicolo* – Città Studi editore (2007)
- [13] P.Haney, *The Racing & High Performance Tire*, SAE
- [14] K. L. Johnson – *Contact Mechanics* – Pubblicato da Cambridge University Press (1985)
- [15] F. Kreith – *Mechanical engineering handbook* – CRC editore (1999)
- [16] F. Kreith (traduzione italiana e redazione di G. Alfano e V. Naso) – *Principi di trasmissione del calore* – Liguori editore (1976)
- [17] R. Mastrullo, P. Mazzei, V. Naso, R. Vanoli – *Fondamenti di trasmissione del calore* – Liguori editore (1991)
- [18] W. F. Milliken and D. L. Milliken, *Race Car Vehicle Dynamics*, SAE
- [19] L.Morello, G.Genta, *L'Autotelaio*, Levrotto & Bella
- [20] H. B. Pacejka, *Tire and Vehicle Dynamics*, Butterworth Heinemann
- [21] Press, Flanners, Tekolsky, Vetterling, “Modeling of data”, Chapter 14, Numerical Recipes: the art of scientific computing, (ed. Cambridge), 1986
- [22] Beatrice Pulvirenti – *Convezione naturale* – Appunti del corso di Termodinamica Applicata della Facoltà di Ingegneria Meccanica ed Aerospaziale dell'Università di Bologna
- [23] Giorgio Valentini – *Formula 1 e prototipi - Come progettare le vetture da competizione* – Nada editore (2008)
- [24] Li Wang, Fuping Li, Zhengtao Su – *Effective Thermal Conductivity Behavior of Filled Vulcanized Prfluoromethyl Vinyl Ether Rubber*, Beijing Institute of Aeronauticals Materials, China